



**Amilton César
Tavares Cardoso**

**Análise Energética e Exergética de uma Caldeira
de Biomassa**



**Amilton César
Tavares Cardoso**

Análise Energética e Exergética de uma Caldeira de Biomassa

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de Vítor António Ferreira da Costa, Professor Catedrático do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e de Fernando José Soares Martins, Engenheiro Eletrotécnico do Departamento de Energia e Recuperação da Portucel Cacia da The Navigator Company.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Nelson Amadeu Dias Martins

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa

Professor Catedrático da Universidade de Aveiro (orientador)

Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

Agradecimentos / Acknowledgements

Ao professor Doutor Vítor Costa, pelo acompanhamento, apoio prestado e pela disponibilidade. Ao engenheiro Fernando Martins, por estar sempre disponível a dispende o seu tempo. Um agradecimento especial à The Navigator Company pelos dados fornecidos. A todos os meus amigos que fizeram parte desta caminhada. À minha família por me apoiar sempre, mesmo quando tudo parecia impossível. Muito Obrigado!

Palavras-chave

Análise energética; Análise exergética; Caldeira de biomassa.

Resumo

O presente trabalho visa apresentar o estudo termodinâmico de uma caldeira de biomassa em termos energético e exergético. A metodologia desenvolvida para as análises foi alimentada com dados reais pertencentes à caldeira termoelétrica de biomassa (CTB) da fábrica de celulose de Portucel Cacia. Para a análise energética consideraram-se todas as perdas e ganhos que ocorrem na caldeira sob forma de energia. No que concerne à análise exergética, consideraram-se para além das perdas e ganhos que ocorrem na caldeira, as irreversibilidades associadas todas as transferências e transformações de energia que ocorrem no sistema. Desta forma, a eficiência da caldeira vai ser fortemente influenciada pelas irreversibilidades. Dividiu-se a caldeira nos principais componentes a fim de analisar cada um isoladamente e avaliar a sua influência na eficiência da caldeira.

Keywords

Energetic analysis; Exergetic analysis, Biomass boiler.

Abstract

This work presents the thermodynamic study of a biomass boiler in terms of energy and exergy. The methodology developed for the analysis was fed with real data belonging to thermoelectric biomass boiler (CTB) of Portucel Cacia pulp mill factory. For energy analysis were considered all gains and losses that occur in the boiler in form of energy. Regarding the exergy analysis, it was considered additionally to the gains and losses that occur in the boiler, the irreversibilities associated with all transfers and transformations of energy that occur in the system. Thus the boiler efficiency will be strongly influenced by the irreversibilities. The boiler was divided in its main components in order to analyze each component individually, and to evaluate its influence on the boiler efficiency.

Conteúdo

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Introdução | 1 |
| 1.1 | Enquadramento | 1 |
| 1.2 | Motivação | 2 |
| 1.3 | Objetivo | 3 |
| 1.4 | Organização da dissertação | 3 |
| 2 | Bases Teóricas | 5 |
| 2.1 | Análise energética | 6 |
| 2.2 | Eficiência energética | 7 |
| 2.3 | Análise Exergética | 7 |
| 2.3.1 | Breve história da análise exergética | 7 |
| 2.3.2 | Exergia | 8 |
| 2.3.3 | Componentes da exergia | 9 |
| 2.3.4 | Vizinhança, ambiente de referência e estado morto | 10 |
| 2.3.5 | Análise exergética (Exergia termomecânica) | 12 |
| 2.4 | Exergia total (termomecânica e química) | 13 |
| 2.5 | Eficiência exergética | 13 |
| 2.6 | Análise energética vs análise exergética | 13 |
| 2.7 | Análise energética e exergética de uma caldeira de biomassa | 15 |
| 3 | Caso de estudo | 17 |
| 3.1 | Caracterização e funcionamento da Caldeira em estudo | 17 |
| 3.1.1 | Dados Funcionamento da Caldeira | 21 |
| 3.2 | Caraterização da biomassa utilizado | 21 |
| 3.2.1 | Estequiometria de combustão da Biomassa | 23 |
| 3.3 | Modelo para análise energética e exergética da caldeira | 25 |
| 3.3.1 | Fornalha | 25 |
| 3.3.2 | Sobreaquecedores | 28 |
| 3.3.3 | Evaporador convectivo | 29 |
| 3.3.4 | Economizador | 31 |
| 3.3.5 | Pré-aquecedores de ar | 32 |
| 3.3.6 | Parâmetros necessários para as análises | 33 |
| 4 | Resultados, discussão e propostas de melhoria | 37 |
| 4.1 | Resultados da análise da combustão | 37 |
| 4.2 | Resultado da análise energética | 38 |
| 4.3 | Resultado da análise exergética | 41 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 4.4 | Propostas de melhoria | 45 |
| 5 | Conclusões e propostas para trabalhos futuros | 49 |
| 5.1 | Conclusões | 49 |
| 5.2 | Propostas para trabalhos futuros | 50 |
| I | | 53 |

Lista de Tabelas

| | | |
|------|---|----|
| 2.1 | Resumo da evolução histórica da exergia | 8 |
| 2.2 | Comparação entre análise energética e análise exergética | 14 |
| 3.1 | Dados recomendados da caldeira | 21 |
| 3.2 | Composição elementar da biomassa utilizado na caldeira | 22 |
| 3.3 | Variações admissíveis das propriedades da biomassa utilizada na CTB | 23 |
| 3.4 | Tamanho das partículas requeridas | 23 |
| 3.5 | Composição aproximada do ar seco | 24 |
| 3.6 | Parâmetros da caldeira | 35 |
| 4.1 | Potência do combustível na Caldeira | 38 |
| 4.2 | Resultado do balanço de energia da fornalha | 38 |
| 4.3 | Resultados do balanço de energia dos sobreaquecedores | 39 |
| 4.4 | Resultado do balanço energético evaporador convectivo | 39 |
| 4.5 | Resultados do balanço energético do economizador | 40 |
| 4.6 | Resultados do balanço energético dos pré-aquecedores de ar | 40 |
| 4.7 | Resultados da eficiência energética | 41 |
| 4.8 | Exergias químicas específicas calculadas | 42 |
| 4.9 | Temperatura das superfícies dos componentes da caldeira | 43 |
| 4.10 | Exergia destruída e eficiência exergética | 43 |

Lista de Figuras

| | | |
|-----|--|----|
| 1.1 | Fábrica de pasta de papel da Portucel-Cacia | 2 |
| 2.1 | Balço de uma grandeza genérica. | 5 |
| 2.2 | Analogia sistema, vizinhança e ambiente | 11 |
| 2.3 | Caldeira da central termoelétrica de biomassa, Portucel Cacia | 15 |
| 3.1 | Caldeira biocombustível ANDRITZ com os principais componentes | 19 |
| 3.2 | Diagrama de fluxos da fornalha | 25 |
| 3.3 | Diagrama de fluxos dos sobreaquecedores. | 28 |
| 3.4 | Diagrama de fluxos do evaporador convectivo. | 29 |
| 3.5 | Diagrama de fluxos do economizador | 31 |
| 3.6 | Diagrama de fluxos dos pré-aquecedores de ar | 32 |
| 3.7 | Diagrama de fluxos principais da Caldeira | 34 |
| 4.1 | Diagrama do balanço energético da CTB. | 44 |
| 4.2 | Diagrama do balanço exergético da CTB. | 44 |
| 4.3 | Eficiência energética e exergética dos principais componentes da CTB. | 45 |
| 4.4 | Relação entre a humidade e o poder calorífico da biomassa na CTB. | 46 |
| 4.5 | Esquema hipotético da caldeira com o permutador desumidificador da biomassa. | 46 |

Nomeclatura

| | |
|-------------|--|
| \dot{Q} | Potência térmica [kW] |
| \dot{Q}_c | Potência térmica produzida na combustão [kW] |
| \dot{W} | Potência mecânica [kW] |
| \dot{m} | Caudal mássico [kg/s] |
| h | Entalpia específica [kJ/kg] |
| h_f° | Entalpia específica de formação [kJ/kg] |
| V | Velocidade [m/s] |
| E | Energia [kJ] |
| t | Tempo [s] |
| g | Aceleração de gravidade [m/s ²] |
| z | Altura em relação a um nível de referência [m] |
| a | Exergia específica [kJ/kg] |
| a_f | Exergia específica termomecânica [kJ/kg] |
| A | Exergia [kJ] |
| A_T | Exergia total [kJ] |
| \dot{A}_d | Potência exergética destruída total [kJ] |
| m | Massa [kg] |
| u | Energia interna específica [kJ/kg] |
| v | volume específico [m ³ /kg] |
| P | Pressão [Pa] |
| T | Temperatura [°C] |
| T_s | Temperatura da superfície [°C] |
| s | Entropia específica [kJ/kg K] |

| | |
|-------|----------------------------|
| S | Entropia [kJ/K] |
| C_p | Calor específico [kJ/kg K] |

Letras Gregas

| | |
|---------------|------------------------|
| η | Eficiência energética |
| ε | Eficiência exergetica |
| λ | Excesso de ar |
| ω | Teor de humidade do ar |
| χ | Humidade da biomassa |

Abreviaturas

| | |
|-------|-----------------------------------|
| CTB | Caldeira da central termoelétrica |
| PCI | Poder calorífico inferior |
| GC | Gases de combustão |
| MCR | <i>Maximum continuous rating</i> |

Subscrito

| | |
|-------------|---|
| 0 | Estado ambiente de referência |
| 0,0 | Condição de equilíbrio termomecânico e químico com o ambiente |
| <i>in</i> | <i>Input</i> |
| <i>out</i> | <i>Output</i> |
| <i>st</i> | Armazenada |
| <i>g</i> | Gerada |
| <i>cv</i> | volume de controlo |
| <i>cald</i> | Caldeira |
| <i>bio</i> | Biomassa |
| <i>forn</i> | Fornalha |
| <i>arp</i> | Ar primário |
| <i>ars</i> | Ar secundário |
| <i>cinz</i> | Cinzas |
| $a + v$ | Mistura de água e vapor |
| <i>gc</i> | Gases de combustão |

| | |
|-------------|---|
| <i>sobr</i> | Sobreaquecedores |
| <i>usa</i> | Vapor saturado |
| <i>agt</i> | Água dos termoreguladores |
| <i>agr</i> | Água de refrigeração |
| <i>vso</i> | Vapor sobreaquecido |
| <i>eva</i> | Evaporador convectivo |
| <i>eco</i> | Economizador |
| <i>ag</i> | Água |
| <i>pre</i> | Pré-aquecedores de ar |
| <i>s</i> | Combustível seco |
| <i>gs</i> | Gases seco |
| <i>vg</i> | Vapor de água presente nos gases de combustão |

Sobrescrito

| | |
|-----------|-----------|
| <i>F</i> | Física |
| <i>CN</i> | Cinética |
| <i>PT</i> | Potencial |
| <i>q</i> | Química |

Capítulo 1

Introdução

1.1 Enquadramento

A energia, sendo um motor fundamental para a humanidade e para o desenvolvimento, desencadeia a necessidade de, ao longo do tempo, criar e explorar metodologias e técnicas para o seu melhor aproveitamento, sem colocar em causa as preocupações a nível ambiental, económico e social.

No que respeita à produção de energia elétrica a partir de recursos não renováveis, nas centrais funcionando segundo o ciclo de Rankine, o rendimento da conversão do calor em eletricidade é, no máximo, 40 %, enquanto nas centrais de ciclo combinado o rendimento atinge 55% [1]. Como se pode ver, o processo de produção de eletricidade por recurso a uma instalação de vapor apresenta um rendimento baixo, e a maior parte destas centrais recorre à queima de combustíveis fósseis para a obtenção da energia primária. Devido à baixa eficiência destas centrais, ao inevitável esgotamento de combustíveis fósseis, junto com as grandes variações de preço do petróleo no mercado internacional e à poluição ambiental devida à emissão de CO_2 e CO , que provocam o efeito estufa, é natural a preocupação dos setores industriais com uma possível falta de oferta de energia elétrica no futuro. Todos estes fatores têm contribuído para a busca de novas tecnologias para a produção de energia elétrica [2], fazendo com que diversos países, incluindo Portugal, promovam fontes de energias renováveis.

Apesar de Portugal ser um país pobre em recursos energéticos de origem fóssil, e, por isso, com forte dependência energética do exterior (cerca de 83,3% em 2008), com valores de importação de energia primária na ordem dos 87,1% em 2008, apresenta um elevado potencial de recurso a energias renováveis. Este potencial deve-se à sua localização e às características e recursos naturais do território, com destaque para a energia solar, eólica, hídrica e da biomassa [3]. A utilização de biomassa, em especial a de origem florestal, na produção energética nacional, pode constituir um dos pilares na recuperação económica, uma vez que, aproximadamente, 38% do território nacional é constituído por floresta [4]. Além disso, também há necessidade de explorar metodologias e técnicas para a melhoria da performance dos processos e sistemas energéticos. Como denotam Dincer e Rosen (2007) [5], a Termodinâmica desempenha um papel fundamental em processos, sistemas e dispositivos em que ocorrem a transferência e transformação de energia, pois através das suas leis é possível determinar a eficiência e as perdas que podem ocorrer na produção e nos sistemas de energia. Pela Primeira Lei da Termodinâmica é possível considerar todos os contributos energéticos, geralmente na forma de ganhos e perdas. Todavia, a

Primeira Lei não fornece a informação, disponível e necessária, associada à degradação da energia que ocorre num processo, emergindo a Segunda Lei da Termodinâmica como a via adequada para o fazer. Uma análise termodinâmica completa de um dispositivo é feita com o uso em conjunto da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

1.2 Motivação

O interesse pelos sistemas e dispositivos que operam à base de energia e que transformam energia, já vem desde há muito tempo. Devido ao contacto com a indústria de pasta de Cacia (Figura 1.1), no âmbito de um estágio extra-curricular, o autor adquiriu uma visão prática sobre a produção e a transformação energética a nível industrial, o que fez com que o seu interesse pela área seja cada vez maior.



Figura 1.1: Fábrica de pasta da Portucel-Cacia [6].

Hoje em dia, uma das principais preocupações dos seres humanos é construir máquinas e sistemas cada vez melhores, sem colocar em causa as preocupações a nível económico, ambiental e social. Por isso, a necessidade de estudar para melhorar a eficiência, a performance, reduzir os desperdícios e utilizar energias limpas constituem os primeiros passos para a construção de máquinas cada vez melhores e com menores custos de funcionamento. No entanto, já se verificam algumas evoluções importantes ao nível da produção energética capazes de melhorar a performance e também reduzir a dependência do uso dos combustíveis fósseis. Tecnologias como a instalação de ciclos combinados e unidades de cogeração, a implementação de medidas de eficiência energética, o recurso a energias renováveis e, também, o uso da biomassa como fonte primária de energia renovável são alguns dos procedimentos cada vez mais implementados no setor industrial.

Os geradores de vapor que usam a biomassa como combustível têm sido uma tecnologia em crescente desenvolvimento nos setores industriais, tanto a nível nacional como

internacional, pois a biomassa, além de ser um recurso considerado renovável, é ainda amiga do ambiente na medida em que não provoca as emissões de gases com efeito de estufa a longo prazo. Portugal, embora seja um país pobre em recursos de origem fósseis, apresenta um forte potencial para a biomassa devido à sua vasta vegetação e mancha florestal.

1.3 Objetivo

O objetivo principal desta dissertação é fazer uma análise energética e exergética de uma caldeira de biomassa para a produção de vapor, vapor esse que é usado para alimentar uma turbina de vapor para a produção de energia elétrica. O caso de estudo analisado é a caldeira da central termoelétrica de biomassa(CTB) da fábrica de pasta da Portucel-Cacia, pois pretende obter-se resultados utilizando dados o mais próximo possível da realidade. Uma vez estabelecidos os modelos de análise energética e exergética, usam-se dados correspondentes às condições do funcionamento da CTB, e assim obter um resultado mais realista.

1.4 Organização da dissertação

Esta dissertação é composta por várias etapas descritas nos capítulos seguintes:

- Capítulo 2 - Bases teóricas - neste capítulo é feita uma análise teórica concisa de alguns conceitos termodinâmicos importantes como: análise energética, eficiência energética, análise exergética, eficiência exergética, a diferença entre as duas análises e a aplicação das análises energética e exergética numa caldeira;
- Capítulo 3 - Caso de estudo - neste capítulo é apresentado o caso de estudo a analisar, e construído o modelo utilizado para a análise;
- Capítulo 4 - Resultados, discussão e propostas de melhoria - neste capítulo são apresentados os resultados das análises e das eficiências obtidas, é feita uma discussão concisa sobre esses resultados, e são apresentados propostas de melhoria.
- Capítulo 5 - Conclusão e Propostas de trabalhos futuros - neste capítulo é feita a conclusão do trabalho e são apresentadas algumas propostas para possíveis trabalhos futuros.

Capítulo 2

Bases Teóricas

Neste capítulo pretende-se fazer uma análise teórica e concisa sobre os conceitos termodinâmicos mais importante para a realização desta dissertação. Conceitos como análise energética, eficiência energética, análise exergética, eficiência exergética, relação entre as duas análises, etc.

As análises termodinâmicas só são efetuadas sobre um sistema, o qual necessita de ser definido de forma inequívoca. Tal constitui o passo fundamental do processo de análise, ficando assim estabelecido com precisão o que está a ser analisado [7].

Todas as análises termodinâmicas são baseada em princípios de conservação de uma determinada grandeza genérica, sob a forma de taxas de entrada e saída, geração e acumulação da grandeza extensiva em causa. A Figura 2.1 mostra o exemplo do balanço de uma grandeza extensiva Φ num volume de controlo para um determinado instante:

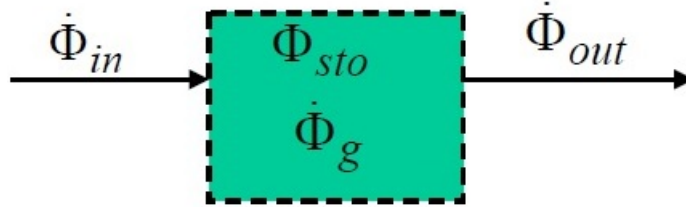


Figura 2.1: Balanço de uma grandeza genérica.

Para o sistema ilustrado na Figura 2.1, o balanço geral da grandeza extensiva genérica Φ pode ser escrita como:

$$\dot{\Phi}_{st} = \frac{d\Phi}{dt} = \dot{\Phi}_{in} + \dot{\Phi}_g - \dot{\Phi}_{out} \quad (2.1)$$

em que $\dot{\Phi}_{st}$ corresponde à taxa de armazenamento de Φ no volume de controlo, $\dot{\Phi}_{in}$ corresponde à taxa de entrada de Φ no volume de controlo, $\dot{\Phi}_g$ à taxa de geração de Φ no volume de controlo e $\dot{\Phi}_{out}$ à taxa de saída de Φ do volume de controlo.

Aplicando o princípio de conservação de uma grandeza extensiva genérica, expressa pela Equação 2.1, para um sistema aberto em que a substância operante é constituída por várias espécies químicas, as quais podem eventualmente reagir quimicamente, tem-se

a seguinte equação da conservação da massa:

$$\dot{m}_{i,st} = \frac{dm_i}{dt} = \dot{m}_{i,in} + \dot{m}_{i,g} - \dot{m}_{i,out} \quad (2.2)$$

Somando as equações análogas à Equação 2.2 para todas as N espécies químicas presentes obtém-se:

$$\left(\sum_{i=1}^N \dot{m}_{i,in} \right) + \left(\sum_{i=1}^N \dot{m}_{i,g} \right) - \left(\sum_{i=1}^N \dot{m}_{i,out} \right) = \left(\sum_{i=1}^N \dot{m}_{i,st} \right) \quad (2.3)$$

Como não há geração nem destruição de massa, o termo da geração de massa é nulo:

$$\sum_{i=1}^N \dot{m}_{i,g} = 0 \quad (2.4)$$

Na análise de um volume de controlo, em geral, devem ser considerados três tipos de energia que atravessam a superfície de controlo:

1. Transferência de trabalho mecânico;
2. Transferência de calor;
3. Transferência de energia associado à transferência de massa (isto só quando o sistema é aberto).

Na análise exérgica de um volume de controlo deve ser usado um balanço apropriado de exergia com os termos de transferência que correspondem às formas de transferência de exergia a seguir mencionadas: exergia associada à transferência de trabalho mecânico, exergia associada à transferência de calor, e exergia associada à transferência de massa [8].

2.1 Análise energética

A análise energética é baseada na Primeira Lei da Termodinâmica, que é a lei que enuncia o princípio da conservação de energia. A Primeira Lei da Termodinâmica afirma que embora a energia possa mudar de forma, ela não pode ser nem criada nem destruída num processo. Esta lei define a energia interna como uma função de estado, e fornece uma definição formal da conservação de energia [5].

Entretanto, este método não fornece nenhuma informação sobre a qualidade e sobre a degradação da qualidade de energia, que pode ocorrer nos processos espontâneos, ou seja, os aspetos irreversíveis dos processos termodinâmicos. O princípio para explicar estes fenómenos e caracterizar a disponibilidade da energia é incorporado na Segunda Lei da Termodinâmica que será analisada mais à frente.

O balanço energético para um sistema aberto (volume de controlo) é dado pela seguinte equação:

$$\frac{\partial E_{cv}}{\partial t} = \dot{Q} + \dot{W}_{cv} + \sum_{in} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - \sum_{out} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) \quad (2.5)$$

A Equação 2.5 traduz a variação da energia num volume do controlo por unidade de tempo, contabilizando toda a energia que entra e que sai sob a forma de calor, trabalho mecânico e associada à massa que entra e/ou sai do volume de controlo. A massa que entra e sai do sistema tem associada a si uma determinada energia total, resultado da soma das diversas formas de energia: energia interna, energia cinética e energia potencial gravítica [7].

2.2 Eficiência energética

A eficiência é um dos termos amplamente utilizados em termodinâmica, indicando o grau de sucesso com o que um processo de conversão ou transferência de energia é realizado, ou seja, de um modo geral, a eficiência de um processo pode ser expressa como uma relação entre o "objetivo que se pretende atingir" e o "input necessário para cumprir o objetivo" [9].

$$\eta = \frac{\text{O objetivo que se pretende atingir}}{\text{O input necessário para cumprir o objetivo}} \quad (2.6)$$

A Primeira Lei da Termodinâmica utiliza de forma convencional rácios de energia para determinar a eficiência energética de sistemas de engenharia, ou seja, a razão entre a energia das saídas de interesse do processo, dividida pela energia total necessária para a ocorrência do processo. Por exemplo, a eficiência energética (η) de um sistema térmico, obtida a partir da Primeira Lei da Termodinâmica, é dada pela relação:

$$\eta = \frac{[\text{Energia útil convertida ou transferida}]}{[\text{Input de energia}]} \quad (2.7)$$

Um processo tem eficiência energética máxima de acordo com a Primeira Lei se a energia que entra é igual a energia útil que sai, isto é, se não ocorrerem perdas na transformação de uma forma de energia para outra, o que na prática é impossível devido à irreversibilidade causada pelas imperfeições dos processos reais.

2.3 Análise Exergética

2.3.1 Breve história da análise exergética

O método de exergia tem suas raízes dois séculos atrás, quando o francês Sadi Carnot apresentou o conceito de trabalho máximo na sua obra "*Réflexions sur la puissance motrice du feu - sur les machines propres à développer cette puissance*" em 1824, onde afirma que o trabalho proveniente de uma máquina térmica é proporcional a diferença de temperatura entre os reservatórios quente e frio entre os quais opera. Todavia, Gibbs, que já tinha definido uma propriedade termodinâmica como "energia disponível" de um corpo no seu meio, foi o primeiro a introduzir explicitamente o conceito de trabalho útil (1873) [10].

Outras contribuições importantes para a criação do conceito de exergia devem-se a Clausius (1865), Tait (1868), Thomson e, principalmente, a Maxwell (1875). No entanto, estes e os desenvolvimentos seguintes, introduzidos por Gouy (1889) e Stadola (1898), não foram alvo de especial atenção na época, tendo sido progressivamente esquecidos. O lema "lutem contra as irreversibilidades" de Bosnjakovic em 1938 marca o início do desenvolvimento dos métodos de análise exergética. No entanto, os principais

desenvolvimentos deram-se durante as décadas de 50 e 60 do século passado, nomeadamente através de Rant, criador do termo exergia em 1956. Neste período, surgem pela primeira vez o balanço exerético e a sua representação gráfica, assim como a definição de estados de referência para o cálculo da exergia química e os primeiros cálculos da exergia de combustíveis. São também criadas as diversas definições de eficiência exerética, e são elaborados as primeiras análises exeréticas de processos industriais. Desde então, a análise exerética tem vindo a ser aplicada de forma crescente a diversos sistemas e processos [11].

Na Tabela 2.1 segue a evolução do termo de exergia, de uma forma resumida, onde foi introduzido finalmente por Rant em 1956. A exergia só foi adotado definitivamente no 4^o simpósio internacional em análise de Segunda Lei para sistemas térmicos, em Roma, em maio de 1987 [12].

Tabela 2.1: Resumo da evolução histórica da exergia

| Ano | Autor | Designação |
|------|------------------|---|
| 1824 | Carnot | Puissance motrice du feu |
| 1872 | Thomson (Kelvin) | Motivity |
| 1873 | Gibbs | Available energy of the body and medium |
| 1881 | Gouy | Energie utilisable |
| 1898 | Stodola | Freie technische energie |
| 1925 | Debaufre | Available energy |
| 1935 | Bonsjakovic | Technische arbeitsfahigkeit |
| 1944 | Thring | Virtue of energy |
| 1953 | Schmidt | Technische maximale arbeit |
| 1955 | Gibert | Energie non dégradée |
| 1956 | Grigull | Ekthalpie |
| 1956 | Rant | EXERGIE |

2.3.2 Exergia

A exergia, ou disponibilidade, como é muitas vezes chamada, é definida como o máximo de trabalho útil teórico obtido a partir de um sistema que evolui até ficar em equilíbrio termodinâmico com o meio ambiente em contacto com o qual opera [10], mas pode também ser encarada como o trabalho mecânico mínimo que é necessário fornecer a um sistema quando é para este evoluir no sentido de ficar numa situação de não equilíbrio com o ambiente com o qual pode interagir.

A exergia, sendo a capacidade de transformar energia em trabalho mecânico, traduz uma nova imagem da energia e dos sistemas de conversão de energia. O conceito, apesar de antigo, tem despertado o interesse da ciência no âmbito da utilização de tecnologias mais eficientes de conversão energética [13]. A exergia está sempre envolvida nos processos onde se operam transferências e conversões de energia, como:

- A transformação de energia térmica em trabalho mecânico (energia organizada);
- A indicação do limite até onde a energia pode ser considerada trabalho útil;
- A irreversibilidade dos processos reais.

2.3.3 Componentes da exergia

Ao contrário de energia, a exergia não está sujeita a leis de conservação (exceto para processos reversíveis). Em vez disso, a exergia é destruída, devido às irreversibilidades presentes nos processos reais. A destruição de exergia durante o processo é proporcional à entropia gerada devido a irreversibilidades associadas ao processo.

A exergia total de um sistema pode ser dividida em quatro componentes: exergia física, exergia cinética, exergia potencial e exergia química, que se exploram a seguir [14]:

$$A_T = A^F + A^{CN} + A^{PT} + A^Q \quad (2.8)$$

As exergias cinética e potencial podem ser completamente convertidas em trabalho mecânico, quando avaliadas em relação à condição ambiente. Assim, a exergia cinética e potencial são iguais à energia cinética e potencial, respetivamente. Estas podem ser calculadas pelas equações [15]:

$$A^{CN} = \frac{1}{2}mV^2 \quad (2.9)$$

$$A^{PT} = mgZ \quad (2.10)$$

onde V denota a velocidade, m é a massa do fluido, g é a aceleração da gravidade, e Z é a altura em relação a um nível de referência.

Exergia Física

A exergia física pode ser formalmente definida como: a máxima quantidade de trabalho mecânico obtido quando uma substância é trazida do seu estado inicial para o estado da sua vizinhança, definido por P_0 e T_0 , que são as condições de pressão e temperatura do ambiente em contacto com o qual opera [16]. A exergia física específica é a soma da sua componente térmica - que resulta da diferença de temperatura relativamente ao meio de referência - e a componente mecânica - que resulta da diferença de pressão relativamente ao meio de referência [17]. Quando a exergia física do sistema é zero pode-se dizer que o mesmo está em equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente, ou ainda que a contribuição térmica e mecânica para a exergia são nulas. A exergia física, para situações em que são desprezáveis as contribuições associadas à energia cinética e à energia potencial gravítica, é calculada através da seguinte equação:

$$A^F = ma = m[(u - u_0) + P(v - v_0) - T_0(s - s_0)] \quad (2.11)$$

onde:

m - massa (kg)

T_0 - temperatura do estado de referência (K)

u - energia interna específica do fluido (kJ/kg)

s - entropia específica (kJ/kg K)

v - volume específico (m³/kg)

P - pressão (Pa)

índice "0" corresponde ao estado de referência.

Exergia Química

A exergia química define-se como o trabalho máximo obtido quando a substância em consideração é trazida desde o estado em que se encontra, mas já nas condições (P_0, T_0) ao estado de equilíbrio [8]. Dos sistemas reativos pode-se obter trabalho da energia liberada das reações químicas, enquanto dos sistemas não reativos é possível obter trabalho mecânico mediante a difusão dos seus constituintes da composição inicial até ao equilíbrio com a sua vizinhança [15].

A exergia química deve ser calculada diferentemente para espécies químicas que fazem parte da composição do ar, para a água líquida, e para combustíveis. O primeiro caso refere-se aos gases N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O e outros, que estão presentes no ar ambiente com a temperatura T_0 e a pressão P_0 [2].

Para o caso, onde são considerados os combustíveis, a exergia química deve ser calculada idealizando uma reação do combustível com outra substância cuja exergia seja conhecida, mais especificamente com o ar ou com a mistura de gases que compõe o ar.

2.3.4 Vizinhança, ambiente de referência e estado morto

Para realizar a análise exergética de um processo é necessário conhecer os valores das exergias e dos caudais envolvidos, e estes valores dependem do ambiente de referência, e é por isso que estes desempenham um papel fundamental na análise exergética [18].

O estado de referência é tido como intrínseco a um corpo ou reservatório de grandes dimensões que se encontre em total equilíbrio termodinâmico, isto é, onde não existam gradientes de qualquer espécie, sejam eles térmicos, de pressão, de concentração química, de energia cinética ou potencial. Ou seja, é impossível a realização de qualquer tipo de trabalho entre as diversas partes constituintes do estado de referência. Um sistema caracterizado por um dado estado termodinâmico que seja exterior ao de referência propriamente dito, tem potencial de realizar trabalho até que haja equilíbrio entre ambos, já que existem entre eles gradientes de qualquer tipo dos mencionados. No entanto, o estado de referência não será alterado devido às trocas energéticas, ou outras, com os sistemas em análise[19].

Deste modo, o meio ambiente é um candidato teoricamente correto para a definição do estado de referência natural, para a avaliação do potencial das diversas formas de energia.

Na definição do meio ambiente é necessário distinguir entre a vizinhança imediata do sistema e o ambiente propriamente dito.

Enquanto a vizinhança do sistema é por este afetada, devido às possíveis trocas de energia e de massa entre ambos, as propriedades do ambiente, exterior à vizinhança, já não são afetadas por aquelas trocas energéticas ou de massa [19].

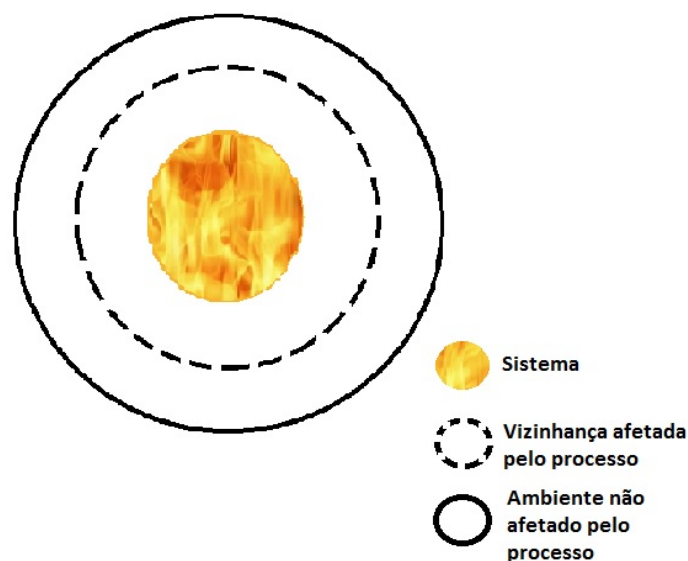


Figura 2.2: Analogia sistema, vizinhança e ambiente [19].

O estado morto restrito é aquele estado no qual a pressão e temperatura são iguais às do meio ambiente, enquanto a velocidade e a elevação do sistema são nulas em relação ao nível de referência do ambiente. Além disso, não existem potenciais do trabalho como tensões superficiais, nem efeitos eletromagnéticos ou elétricos [12]. Neste estado não é possível experimentar mais evoluções espontâneas. Para sair do estado morto será necessário fornecer energia ao sistema em análise.

No estado morto, relativamente à pressão do meio ambiente, admite-se que seja a atmosférica, podendo considerar-se que é praticamente constante ao longo do ano ao nível do mar, com um valor de 101 kPa e com variações não superiores a 2%.

Quanto à temperatura ambiente, a dificuldade é maior, já que a sua variação no Planeta ao longo do ano pode ser superior a 10% (valor estimativo). Assim, consoante o tipo de processos em jogo podem definir-se várias temperaturas ambientes [19]:

- . Para processos em geral, deve ser a temperatura média à superfície da terra, cerca de 288 K (espacial e temporal);
- . Sob o ponto vista físico, deve ser a temperatura de congelação da água, 273 K (0°C);
- . Em processos químicos, a temperatura ambiente é considerada igual a 298 K (25 °C);
- . Em processos de conforto deverá ser 293 K (20 °C) (temperatura de conforto média).

Para o caso de estudo a analisar considera-se como na maior parte da bibliografia consultada, a temperatura ambiente, T_0 , de 25°C e a pressão, P_0 , de 1 atm (muito aproximadamente 1 bar).

2.3.5 Análise exergetica (Exergia termomecânica)

A análise exergetica é uma análise baseada na combinação da Primeira e da Segunda Leis da Termodinâmica, que fornece um importante meio para avaliar e comparar os processos e sistemas de forma racional [5]. Ao contrário da análise energética, a análise exergetica contabiliza, também, a qualidade da energia útil que se está a perder e identifica as localizações onde ocorrem as irreversibilidades do processo. O objetivo principal da análise exergetica é detetar e avaliar quantitativamente as causas da imperfeição termodinâmica do processo sob consideração, permitindo localizar os pontos onde ocorrem as destruições de exergia, e classificá-las segundo a grandeza das perdas [20].

Segundo Dincer e Rosen (2007)[5] a exergia é destruída devido às irreversibilidades e a sua destruição é proporcional à geração de entropia. O balanço de exergia pode ser obtido a partir do princípio de conservação ilustrado na equação 2.1, em que para um sistema temos:

$$\text{Exergia de entrada} - \text{Exergia de saída} - \text{Exergia destruída} = \text{Exergia acumulada}$$

Para um sistema aberto o balanço de exergia é dado pela seguinte equação:

$$\frac{\partial A}{\partial t} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left\{ -\dot{W}_{cv} - P_0 \frac{dV}{dt} \right\} + \sum_{in} \dot{m} a_f - \sum_{out} \dot{m} a_f - T_0 \dot{S}_g \quad (2.12)$$

em que :

$$\begin{aligned} a_f &= a + (P - P_0)v \\ &= (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \left(\frac{1}{2} V^2 + gz \right) \end{aligned} \quad (2.13)$$

é a exergia específica do escoamento.

O termo $\partial A / \partial t$ representa a taxa de acumulação de exergia no volume de controlo. O termo \dot{Q}_j representa a taxa de transferência de calor através da porção da fronteira onde a temperatura é T_j . A taxa de transferência de exergia associada a transferência de calor é dada por $\left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j$. O termo \dot{W}_{cv} representa a taxa de energia transferida sob a forma de trabalho, sem contar com o trabalho do fluxo. Usa-se aqui a convenção racional, em que o trabalho recebido pelo sistema é positivo. A taxa de transferência de exergia associado a este termo é dada por $\left\{ -\dot{W}_{cv} - P_0 \frac{dV}{dt} \right\}$, onde dV/dt corresponde à taxa de variação de volume do volume de controlo. Os termos $\dot{m} a_{f(in)}$ e $\dot{m} a_{f(out)}$ correspondem às taxas de exergia que atravessam a fronteira do sistema associadas ao escoamento de massa e ao trabalho do fluxo na entrada e na saída, respetivamente. Por fim, temos o termo $T_0 \dot{S}_g$ que corresponde à taxa de destruição de exergia, devido às irreversibilidades que podem ocorrer no volume de controlo [21]. As equações de balanço de exergia podem ser usadas para variados fins. Uma possibilidade é usá-las para avaliar o termo de destruição de exergia, $T_0 \dot{S}_g$, e assim avaliar o nível de imperfeição (irreversibilidade) do sistema ou do processo, e avaliar em que medida alterações a propor se refletirão num efetivo aperfeiçoamento do sistema ou da sua operação, ou não [7].

2.4 Exergia total (termomecânica e química)

Na análise de sistemas e/ou processos em que as correntes em jogo não estão em equilíbrio químico com o ambiente, por serem diferentes as suas composição, é importante considerar, adicionalmente à exergia termomecânica, a exergia química. Em particular, para um sistema que opera em regime permanente, a Equação (2.12) vem:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left\{ -\dot{W}_{cv} - P_0 \frac{dV}{dt} \right\} + \sum_{in} \dot{m}(a_f + a^q) - \sum_{out} \dot{m}(a_f + a^q) - T_0 \dot{S}_g \quad (2.14)$$

em que a^q é a exergia química específica, calculada como:

$$a^q = (h_0 - h_{0,0}) - T_0(s_0 - s_{0,0}) \quad (2.15)$$

em que o índice 0 se refere às condições de equilíbrio termomecânico com o ambiente, e 0,0 se refere às condições de equilíbrio termomecânico e químico com o ambiente. Para efeitos práticos, a exergia química específica é calculada através de expressões próprias aplicáveis a cada caso, como se verá mais a frente.

2.5 Eficiência exergética

A eficiência exergética é definida, em termos conceituais, pela mesma equação generalizada que define a eficiência energética. Em termos exergéticos, a equação (ou rácio), envolve a energia de qualidade máxima, isto é, a energia (sob a forma de trabalho mecânico) convertível em qualquer outra forma de energia.

Segundo Cengel e Boles (2011)[9] a eficiência energética não faz a melhor referência possível a nível da performance de um sistema de engenharia real. Como exemplo, temos dispositivos projetados para realizar trabalho utilizando processos de combustão que, invariavelmente possuem irreversibilidades e perdas associadas à sua operação. Consequentemente, os dispositivos reais produzem um trabalho que é apenas uma fração do valor máximo teórico que poderia ser obtido em circunstâncias ideais. O desempenho destes dispositivos, cujo propósito é a realização de trabalho, pode ser avaliado como a razão entre o trabalho real desenvolvido e o trabalho, máximo teórico que poderia ser desenvolvido. Esta razão é um tipo de eficiência exergética [15].

Pode-se dizer então que a eficiência exergética para um processo é a razão entre a exergia recuperada no processo (objetivo) e a exergia introduzida no processo (o input para cumprir o objetivo), expressa por:

$$\varepsilon = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia introduzida no processo}} \quad (2.16)$$

2.6 Análise energética vs análise exergética

A metodologia tradicional de contabilizar (ou avaliar) a energia numa operação envolvendo processos físicos ou químicos de materiais ou produtos, acompanhados de transferência ou transformação de energia, é realizada através de um balanço energético. Este

balanço é baseado na Primeira Lei da Termodinâmica. Neste balanço, é fornecida a informação necessária do sistema com o objetivo de reduzir as perdas de energia e aumentar a recuperação de energia. Todavia, este método da análise energética não fornece nenhuma informação sobre a degradação da qualidade da energia que ocorre no processo, nem informação sobre a quantificação de utilidade ou qualidade da energia associada aos vários fluxos que entram ou saem do processo como produtos, resíduos ou fluidos de refrigeração.

A análise exergética supera as limitações da Primeira Lei da Termodinâmica. O conceito da exergia é baseado na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. A análise exergética pode indicar, de uma forma clara, a localização da degradação da energia no processo, que pode conduzir a uma melhoria de operação ou tecnologia. Esta análise também quantifica a qualidade da energia num fluxo rejeitado. Com isto, pode-se dizer que o objetivo principal da análise exergética é identificar as causas e calcular a grandeza real da exergia perdida e/ou destruída [22]. Através da Tabela 2.2 podemos observar as principais diferenças entre essas duas análises:

Tabela 2.2: Comparação entre análise energética e análise exergética

| Energia | Exergia |
|--|---|
| Depende apenas de parâmetros dos fluxos de energia e matéria, independente de parâmetros ambientais. | Depende dos parâmetros ambientais, dos parâmetros de fluxo de matéria e dos parâmetros de energia. |
| Tem valor diferente de zero. | É igual a zero (no estado morto, em equilíbrio com o ambiente). |
| É baseada na Primeira Lei da Termodinâmica para todos os processos. | É baseada na Primeira Lei da Termodinâmica apenas em processos reversíveis (em processos irreversíveis é destruída completamente ou apenas em parte). |
| É sempre conservada num processo, e não pode ser destruída. | É sempre conservada em processos reversíveis e destruída em processos irreversíveis. |
| É uma medida apenas de quantidade. | É uma medida de quantidade e de qualidade. |

2.7 Análise energética e exergética de uma caldeira de biomassa

A caldeira é considerada como sendo um permutadpr de calor complexo, que produz vapor de água sob pressão a partir da energia de um combustível e de um elemento comburent. É constituída por diversos dispositivos associados, estando estes perfeitamente integrados para permitir a obtenção do maior rendimento térmico possível, ou seja, de uma forma mais simples, a caldeira não passa de um recipiente pressurizado no qual a água é introduzida e, pela aplicação contínua de energia, se converte em vapor [23]. Na Figura 2.3 pode-se observar uma caldeira industrial.



Figura 2.3: Caldeira da central termoeletrica de biomassa, Portucel Cacia [24].

Neste trabalho é realizada uma análise energética e exergética e um estudo da eficiência da caldeira de biomassa do complexo industrial da Portucel-Cacia. A compreensão de ambas as eficiências, de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica, é essencial para a conceção, análise, melhoria e otimização de sistemas de energia, através de políticas e estratégias de energias apropriados. Se estas políticas e estratégias foram postas em vigor, podem ser aplicadas várias medidas para melhorar a eficiência das caldeiras industriais [25]. Para uma avaliação técnica da caldeira de biomassa, são utilizadas as equações da Primeira e Segunda lei da Termodinâmica para a análise energética e exergética do volume do controlo, considerando os fluxos de entrada como sendo: ar, biomassa, material do leito e água, e os fluxos de saída como sendo: gases de combustão, vapor de água e escórias (cinzas).

A análise energética da caldeira visa contabilizar todas as perdas e ganhos que ocorrem no sistema sob a forma de energia que entra e que sai do volume de controlo, e contabilizar a taxa de transferência de calor da fonte de energia para o fluido de trabalho, com o objetivo de prover a informação necessária para reduzir as perdas de calor e melhorar a sua recuperação. A análise exergética supera as limitações apresentadas pela análise energética, pois esta análise pode indicar a localização da degradação de energia no processo, e identificar e calcular a grandeza das perdas e da destruição de exergia.

De acordo com algumas bibliografia, nas caldeiras a eficiência energética apresenta um valor superior quando comparado com a eficiência exergética. A eficiência da Primeira

Lei chega a atingir valores na ordem dos 90%, enquanto a eficiência da Segunda Lei atinge valores apenas na ordem dos 20%, o que é de se esperar pois, na análise energética considera-se apenas as perdas externas da caldeira, como as perdas na exaustão, as perdas referentes a hidrocarbonetos não queimados, ao monóxido de carbono produzido e ao calor perdido, ou seja, não são contabilizados os aspetos irreversíveis. Diversos autores, dividiram a caldeira em duas partes (fornalha e permutadores de calor), fazendo as análises em separado dos dois volumes de controlo, e verificaram que a maior parte do calor é perdido na fornalha. Numa caldeira a maior parte da taxa de destruição de exergia ocorre na fornalha, dadas as elevadas potências térmicas trocadas e as irreversibilidades associados ao processo de combustão.

O balanço energético de uma caldeira na globalidade pode ser obtido pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{perdas} = \dot{Q}_{in} + \dot{m}_{ar}h_{ae} + \dot{m}_f(h_{fs} - h_{fe}) \quad (2.17)$$

onde:

\dot{Q}_{perdas} - potência térmica perdida (kW);

\dot{m}_f - caudal mássico do fluido de trabalho (kg/kg);

\dot{m}_{ar} - caudal de ar pré-aquecido que participa na combustão (kg/s);

$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_c PCI$ - calor proveniente da combustão (kW);

h_{fe}, h_{fs} - entalpias específica do fluido de trabalho na entrada e na saída da caldeira (kJ/kg);

h_{ae} - entalpia específica do ar pré-aquecido à entrada da caldeira (kJ/kg).

A eficiência energética da caldeira de uma modo geral, é definido como:

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{m}_f(h_{fs} - h_{fe})}{\dot{m}_c PCI + \dot{m}_{ar}h_{ae}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{perdas}}{\dot{m}_c PCI + \dot{m}_{ar}h_{ae}} \quad (2.18)$$

onde:

\dot{m}_c - Caudal mássico do combustível

PCI - Poder calorífico inferior do combustível.

O balanço exergético dado pela Equação 2.14 aplicada sobre volume de controlo da caldeira como um todo, vem:

$$T_0 \dot{S}_g = \dot{m}_c a^q + \dot{m}_{ar} a_{f,ar} + \dot{m}_f (a_{f,e} - a_{f,s}) + \dot{Q}_s \left(1 - \frac{T_0}{T_s} \right) \quad (2.19)$$

e a eficiência exergética da caldeira é dada por:

$$\varepsilon_{cald} = \frac{\dot{m}_f (a_{f,s} - a_{f,e})}{\dot{m}_c a^q + \dot{m}_{ar} a_{f,ar}} \quad (2.20)$$

em que: $a_{f,s}$ e $a_{f,e}$ são as exergias termomecânicas específicas da água à saída e à entrada da caldeira (kJ/kg);

a^q é a exergia química do combustível (kJ/kg);

$a_{f,ar}$ é a exergia termomecânica específica do ar (kJ/kg).

Capítulo 3

Caso de estudo

Neste capítulo vai ser apresentado o caso de estudo, vai ser descrito o funcionamento da caldeira em estudo, e é também apresentado o modelo construído para as análises energética e exergética.

3.1 Caracterização e funcionamento da Caldeira em estudo

O método da análise termodinâmica apresentado nos capítulos anteriores é aplicado à caldeira de biomassa da fábrica de Portucel S.A. localizado na zona de Cacia, situada no distrito de Aveiro. Esta zona está localizada numa área geográfica cujas variáveis ambientais são:

- Temperatura média - 15 °C;
- Pressão atmosférica - 101.3 kPa;
- Humidade relativa média do ar - 68 % a 17 °C;
- Altitude aproximadamente de 30 m acima do nível do mar.

A caldeira analisada neste trabalho é a CTB (caldeira da central termoelétrica de biomassa) que faz parte da central termoelétrica da fábrica de pasta de papel de Cacia. Esta caldeira foi fabricada pela ANDRITZ, e é uma caldeira do tipo leito fluidizado borbulhante. Foi concebida para queimar biocombustíveis de modo a produzir 57.6 t/h (16 kg/s) de vapor sobreaquecido a 472 °C e 93 bar. A caldeira utiliza biocombustíveis da indústria florestal e madeira como principal combustível, em que as principais espécies da madeira utilizadas são o eucalipto e o pinho. Também podem ser utilizadas, em menor volume, outras espécies de matéria vegetal, como por exemplo o bagaço de uvas e outros resíduos florestais. É utilizado gás natural como combustível de arranque e como combustível suplementar.

A tecnologia de leito fluidizado borbulhante é a tecnologia de combustão mais avançada para diversas lamas e biocombustíveis. Estes tipos de caldeira queimam o combustível localizado no interior e acima do leito constituído por material inerte, normalmente areia natural, sobre um conjunto de bocais, instalados na parte inferior da fornalha, através do qual o ar passa. A elevada capacidade de aquecimento do leito fluidizado mantém a combustão e equilibra as flutuações provocadas pela variação da qualidade

do combustível. As baixas temperaturas e uma combustão perfeita têm como resultado baixas emissões gases de efeito de estufa.

A CTB é uma caldeira de vapor moderna, revestida por membrana suportada a partir da parte inferior. Essas membranas são conjuntos de condutas que envolvem a zona da fornalha e a segunda passagem dos gases e tem por objetivo a refrigeração da caldeira e aquecimento de água. A estrutura de fluidização única com uma concepção da caldeira conservadora, permite uma utilização eficiente mesmo dos combustíveis mais exigentes. A caldeira possui várias funcionalidades padronizadas, mas a deposição da caldeira é concebida e personalizada de acordo com cada caso específico para um desempenho superior.

O combustível é alimentado sobre o leito fluidizado através de calhas de alimentação de combustível refrigeradas a ar. O ar de combustão é introduzido como ar principal para fluidizado, e o ar secundário e o ar terciário são ventilados sobre as portas de alimentação de combustível nos revestimentos da câmara de combustão. O ar primário, secundário e terciário são pré-aquecidos antes de entrarem na câmara de combustão, através de pré-aquecedores de gases de combustão e pré-aquecedores de vapor de baixa pressão. A altura do leito durante o funcionamento é de cerca de 0.8m, e a temperatura do leito é mantida entre 800-900 °C. A recirculação dos gases de combustão é utilizada para controlar a temperatura do leito quando necessário.

A câmara de combustão, a segunda passagem dos gases fazem parte da construção da membrana e do circuito de evaporação. O sobreaquecedor está dividido em três fases. Os sobreaquecedores principais e terciários são sobreaquecedores de tubos horizontais, localizados na segunda passagem dos gases, e o sobreaquecedor auxiliar está localizado na parte superior da câmara de combustão. O economizador e os pré-aquecedores de ar encontram-se localizados na terceira passagem dos gases da caldeira, com revestimentos delimitadores da placa.

O condensado é transportado para o reservatório de água de alimentação a partir do sistema de condensação, e a água desmineralizada a partir do reservatório da água semi-tratada. A finalidade do reservatório de água de alimentação é pré-aquecer a água de alimentação e remover gases solúveis da água antes de esta ser transportada para a caldeira. A partir do reservatório da água de alimentação, a água é pressurizada utilizando bombas de água de alimentação, e levada para o economizador da caldeira através das válvulas de alimentação, onde é aquecida para uma temperatura próxima da de saturação.

As superfícies de transferência de calor estão equipadas com ventilação de fuligem efetiva. A caldeira inicia o seu funcionamento com queimadores de arranque direcionado para o leito. Na figura 3.1 está representado o desenho esquemático da caldeira em estudo com os seus principais componentes. Os principais componentes da caldeira que vão ser considerados para o estudo são: fornalha, sobreaquecedores, evaporador convectivo, economizador e pré-aquecedores de ar.

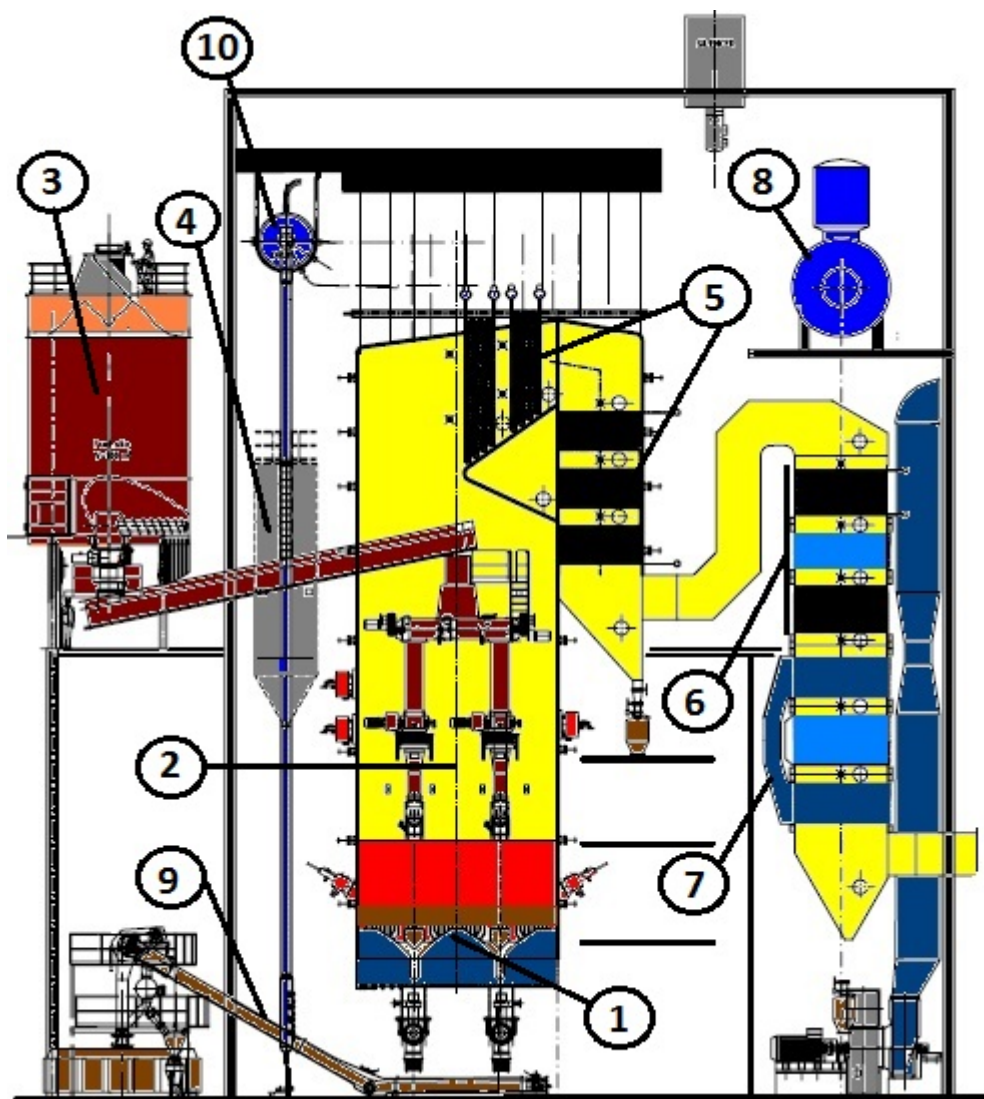


Figura 3.1: Caldeira biocombustível ANDRITZ com os principais componentes [26].

Os componentes representados pelos números dentro dos círculos são: 1- Zona de fluidização; 2 - Fornalha do leito fluidizado borbulhante; 3 - Silo do combustível (biomassa); 4 - Silo do material do leito (areia); 5 - Sobreaquecedores; 6 - Economizador; 7 - Pré-aquecedores de ar; 8 - Tanque de água de alimentação; 9 - Sistema de remoção de escórias (cinzas de fundo); 10 - Ebulidor.

Fornalha

A tecnologia de combustão na fornalha tem por base a combustão de leito fluidizado borbulhante, em que o leito de fluidização funciona como armazenamento de calor mantendo a combustão e equilibrando as flutuações provocadas pela variação da qualidade do combustível. O combustível é alimentado sobre o leito fluidizado através das portas de alimentação no revestimento frontal da fornalha. O sistema de alimentação de com-

bustível é composto por um silo da caldeira a partir de onde a biomassa é transmitido para as calhas de alimentação através dos transportadores. As calhas de queda de combustível estão equipadas com válvulas rotativas para prevenção contra arco de retorno. A parte inferior da fornalha é a zona de fluidização refrigerada a água e possui também um revestimento refratário para evitar a erosão. A zona de fluidização é composta por bocais de ar instalados nos elementos inferiores refrigerados por tubos do vaporizador que fazem parte da tubagem do revestimento. O ar de fluidização é o ar primário que também serve para auxiliar na alimentação do combustível e refrigeração das calhas. O ar secundário é introduzido na fornalha sobre a secção com revestimento refratário para concluir a combustão do combustível volatizado e carbono fixo.

Sobreaquecedores

Os sobreaquecedores aquecem o vapor saturado até às condições desejadas. Os sobreaquecedores estão divididos em três secções, entre as quais existem termoreguladores de vapor para controlar a temperatura do vapor em diferentes condições do funcionamento.

Os sobreaquecedores principais e terciários são superfícies de aquecimento horizontais de convecção, localizadas na segunda passagem dos gases da caldeira. Os fluxos dos sobreaquecedores deslocam-se em sentido oposto ao sentido dos gases de combustão. O sobreaquecedor auxiliar é o que está suspenso na parte superior da fornalha, por trás do arco do bocal para as temperaturas mais baixas do metal, reduzindo assim a tendência de corrosão e formação de sedimentos.

Economizador

O economizador é composto por conjuntos de tubos planos, e estão localizado na terceira passagem dos gases da caldeira. A água de alimentação no economizador é aquecida para uma temperatura próxima da de saturação. Contudo, a diferença segura da temperatura foi concebida para evitar a ebulição da água na secção do economizador, em todas as condições do funcionamento. As superfícies do economizador são limpas através de dispositivos de remoção de fuligem, quando necessário.

Pré-aquecedores do Ar

O sistema de pré-aquecimento de ar é composto por pré-aquecedores de ar com gás de combustão, e pré-aquecedores de ar com vapor. Para a análise a realizar interessam apenas os pré-aquecedores com gás de combustão, pois estão localizados no interior da caldeira, na terceira passagem após o economizador. Os pré-aquecedores de ar com gás de combustão funcionam como as últimas superfícies do permutador de calor da caldeira, reduzindo a temperatura do gás de combustão para a temperatura de saída da caldeira. A temperatura típica do gás de combustão após os pré-aquecedores de ar é de 150-160 °C.

Os pré-aquecedores de ar com gás de combustão são pré-aquecedores de tubos planos, onde flui ar limpo no interior dos tubos. A inclinação dos tubos é escolhida para um comportamento adequado para biocombustíveis. O pré-aquecedor de ar principal aquece o ar principal até à temperatura necessária, e o ar secundário é aquecido em conjuntos individuais de conversores de calor, a fim de alcançar a temperatura pretendida do gás de combustão após a caldeira.

3.1.1 Dados Funcionamento da Caldeira

Os dados que caracterizam o funcionamento da caldeira foram fornecidos pela Portucel. Na tabela 3.1 encontram-se resumidos alguns dos parâmetros mais importante para o bom funcionamento da CTB, para uma capacidade de carga considerado normal, 100 % carga MCR (Maximum Continuous Rating). A caldeira pode trabalhar também com diferentes capacidade de carga, dependendo das condições. Pontos de carga da caldeira:

- 120 = Ponto de "sobrecarga".120 %MCR;
- 100 = carga MCR;
- 70 = 70 % carga;
- 40 = 40 % de carga, carga mínima.

Tabela 3.1: Dados recomendados da caldeira

| Parâmetros de funcionamento mais importante da CTB | | |
|---|---------|--------------------------------|
| Biomassa | Valores | Unidade |
| Caudal | 5.7 | kg/s |
| PCI da biomassa enquanto queimado | 8740 | kJ/kg |
| Humidade | 40 | % (base húmida) |
| Potência térmica | 49.751 | MW |
| Água alimentação | | |
| Caudal no economizador | 14.8 | kg/s |
| Caudal nos termoregulares | 1.2 | kg/s |
| Temperatura | 115 | °C |
| Pressão | 101.3 | bar |
| Ar de combustão | | |
| Caudal | 23 | kg/s |
| Temperatura antes do pré-aquecedor GC | 55 | °C |
| Pressão | 101.3 | kPa |
| Teor de humidade no ar | 8.2 | g/kg _{ar} (base seca) |
| Vapor | | |
| Caudal do Vapor produzido | 16 | kg/s |
| Temperatura | 472 | °C |
| Pressão | 93 | bar |
| Potência térmica vapor | 45.151 | MW |
| Potência auxiliar consumida | 1.010 | MW |
| Fluxo de cinzas total (fundo e volantes) | 9.62 | t/d |
| Eficiência da caldeira | 89.92 | % |

As cinzas de fundo são removidas a 250 °C e as cinzas volantes a 150 °C. A caldeira também utiliza gás natural como combustível de arranque e combustível suplementar.

3.2 Caraterização da biomassa utilizado

A biomassa, como energia solar armazenada na forma química em plantas, encontra-se entre os recursos mais preciosos e versáteis do Planeta. De forma geral, a biomassa

integra a fração biodegradável de produtos e resíduos da agricultura, da floresta e das indústrias conexas, tal como da atividade industrial e urbana. Esta energia alternativa representa a quarta maior fonte de energia no Mundo, depois do carvão, petróleo e gás natural. No contexto florestal, a biomassa representa a fração biodegradável dos produtos e dos desperdícios da atividade florestal, isto é, lenho, ramos, folhas, cascas, bicadas e cepos. O ciclo de biomassa provém da existência do Sol como fonte de energia [27].

A CTB foi projetada para trabalhar com biomassa de origem florestal em que as principais espécies de madeira utilizadas são eucalipto e pinho sob a forma de aparas, lenho, cascas, ramos, bicadas e folhagem, cepos e raízes. Também podem ser utilizadas, em menor volume, outras espécies de produtos vegetais como o bagaço de uvas, e como combustíveis adicionais resíduos florestais sob a forma de restos de fontes limpas não contaminadas. A composição da mistura do combustível utilizado na combustão, foi fornecido pela Portucel, e está resumida na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Composição da biomassa utilizado na caldeira [26].

| Composição química da biomassa (% Fração mássica em base seca) | |
|---|-------|
| C | 47.0 |
| H | 5.60 |
| O | 43.72 |
| N | 0.34 |
| S | 0.08 |
| Inertes | 3.26 |

O valor do poder calorífico inferior (PCI) da mistura do combustível fornecido é de 16.4 MJ/kg em base seca. Como a humidade da biomassa é de 40 % (em base húmida), o valor do PCI da biomassa enquanto queimado é 8.74 MJ/kg, pois a humidade libertada na combustão faz diminuir o PCI do combustível. A humidade presente na biomassa conduz a uma diminuição considerável do seu poder calorífico. Numa conversão termoquímica é necessário eliminar ou diminuir o teor de humidade extrínseca através da secagem, até um nível técnico e economicamente tolerável. O poder calorífico e a humidade são propriedades muito importante para uma boa utilização da biomassa e aproveitamento no processo de combustão.

Para a combustão ocorrer na CTB de uma forma estável no leito, a variação das propriedades do combustível tem de respeitar determinados intervalos (Tabela 3.3).

Tabela 3.3: Variações admissíveis das propriedades da biomassa utilizada na CTB [26].

| | | |
|---------------------------------|-------------|-------------------|
| | | |
| Humidade | 25-55 | %(base húmida) |
| Poder calorífico inferior (PCI) | 6.1-11.8 | MJ/kg |
| Enxofre (S) | ≤ 0.10 | % (bs) |
| Azoto (N) | ≤ 0.30 | % (bs) |
| Cloro (Cl) | ≤ 0.10 | % (bs) |
| Cinzas | ≤ 5.0 | % (bs) |
| Sódio+Potássio (Na+K) | ≤ 0.20 | % (bs) |
| Densidade | 150-350 | kg/m ³ |

Outro fator muito importante na fase de alimentação e combustão da biomassa é a dimensão das partículas dos combustíveis, que tem de respeitar um determinado intervalo para um bom funcionamento da caldeira. Na Tabela 3.4 são resumidas as dimensões máximas e mínimas admissíveis à entrada da caldeira.

Tabela 3.4: Tamanho das partículas requeridas [26].

| Tamanho das Partículas | |
|--|--------|
| 100% (lado+lado+lado) mais pequeno do que: | 200 mm |
| Quantidade admissível | |
| Min 90% | 90 mm |
| Max 30% | 5.6 mm |

O combustível deve estar isento de impurezas como, pedras, metais e outros objeto inertes. É permitido a existência residual, esporádica e ocasional de pequenos objetos.

3.2.1 Estequiometria de combustão da Biomassa

O combustível, como referido nas secções anteriores, é uma mistura de eucalipto, pinho e outros resíduos florestais, e o comburente é o ar ambiente como fonte de fornecimento de oxigénio para a combustão. As principais propriedades a considerar no balanço da combustão da biomassa são a composição química da biomassa, a humidade da biomassa, a composição química do ar e o teor de humidade do ar. A composição química da biomassa está representada na Tabela 3.2, a humidade da biomassa é de 40%(em base húmida) e o teor de humidade do ar é de 8.2 g/kg_{ar seco}. O ar, embora na sua composição química apresenta maior percentagem de azoto e oxigénio, também apresenta outros gases em menor quantidade (Tabela 3.5).

Tabela 3.5: Composição aproximada do ar seco [21].

| Componente | Fracção molar (%) |
|------------------------------|-------------------|
| Azoto | 78.08 |
| Oxigénio | 28.95 |
| Argon | 0.93 |
| Dióxido de carbono | 0.03 |
| Néon, hélio, metano e outros | 0.01 |

Considerando a combustão completa da biomassa com excesso de ar de λ , considerou-se também que o N da biomassa não é oxidada a NO e aparece como N_2 nos produtos de combustão, e não surgem espécies como: C , H_2 , CO e OH nos produtos. Para um quilograma de combustível seco (base seca) tem-se o seguinte balanço de massa para a combustão:

$$\begin{aligned}
 &1[0.47C + 0.056H_2 + 0.4372O_2 + 0.0034N_2 + 0.0008S + 0.0326I] + 0.667H_2O_{(l)} + \\
 &a(1 + \lambda)(O_2 + 3.293N_2) + \omega(1 + \lambda)a4.293 \rightarrow \\
 &b(C + 2.66O_2) + c(H_2 + 7.9O) + d(S + O_2) + 0.0034N_2 + [a(1 + \lambda)3.293]N_2 + a\lambda O_2 + \\
 &[\omega(1 + \lambda)a4.293 + 0.667]H_2O_{(v)} + 0.0326I
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

sendo que:

I - inertes (cinzas);

λ - excesso de ar;

ω - teor de humidade absoluta (em base seca) do ar.

Fazendo o balanço mássico de carbono, oxigénio, enxofre e hidrogénio obteve-se:

$$a = 1.032$$

$$b = 0.47;$$

$$c = 0.056;$$

$$d = 0.0008;$$

Substituindo os coeficientes, o balanço de combustão fica:

$$\begin{aligned}
 &1[0.47C + 0.056H_2 + 0.4372O_2 + 0.0034N_2 + 0.0008S + 0.0326I] + 0.667H_2O_{(l)} + \\
 &1.032(1 + \lambda) \overbrace{(O_2 + 3.293N_2)}^{Ar} + [\omega(1 + \lambda)4.43]H_2O_v \rightarrow 0.47 \overbrace{(C + 2.66O_2)}^{CO_2} + 0.056 \overbrace{(H_2 + 7.9O)}^{H_2O} + \\
 &0.0008 \overbrace{(S + O_2)}^{SO_2} + [0.0034 + (1 + \lambda)3.39]N_2 + [1.032\lambda]O_2 + [\omega(1 + \lambda)4.43 + 0.667]H_2O + 0.0326I
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Sabendo que o excesso de ar utilizado é de 23 % ($\lambda = 0.23$) e o teor de humidade do ar é de 0.0082 kg/kg_{ar seco} ($\omega = 0.0082$), o balanço de combustão anterior fica:

$$\begin{aligned}
 &1[0.47C + 0.056H_2 + 0.4372O_2 + 0.0034N_2 + 0.0008S + 0.0326I] + 0.667H_2O_{(l)} + \\
 &1.032(1 + 0.23)(O_2 + 3.293N_2) + [0.0082(1 + 0.23)4.43]H_2O \rightarrow \\
 &1.722CO_2 + [0.29 + 0.667 + 0.0363(1 + 0.23)]H_2O_{(v)} + 0.0016SO_2 + [0.0034 + \\
 &(1 + 0.23)3.39]N_2 + 0.24O_2 + 0.0326I
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

3.3 Modelo para análise energética e exergética da caldeira

Esta secção visa descrever o método utilizado para uma análise energética e exergética coerente da caldeira de biomassa, e para avaliação das eficiências energética e exergética.

Para o cálculo dos balanços e eficiências foi utilizado o *software Microsoft Excel* para obter os resultados. A caldeira em estudo é analisada por componentes, a fim de compreender o comportamento energético e exergético em cada componente. As principais componentes analisadas são: fornalha, sobreaquecedores, evaporador convectivo, economizador e pré-aquecedores de ar de combustão. O balanço da caldeira é feito em regime estacionário, e as variações de energia cinética e potencial são consideradas negligenciáveis.

O diagrama esquemático do processo da caldeira, com os principais componentes, e todos os fluxos que entram e saem da caldeira está representado no Anexo I.

3.3.1 Fornalha

O diagrama esquemático da fornalha está representado na Figura 3.2, com os seus respectivos fluxos de entrada e saída. Os fluxos que entram na fornalha são: biomassa (1), material do leito (6), ar primário (2), ar secundário (3) (que se divide em secundário e terciário na entrada da caldeira) e água refrigeração das paredes da fornalha (4); os fluxos que saem da fornalha são: gases de combustão (8), mistura água+vapor (5) e cinzas de fundo (7). As cinzas volantes saem juntamente com os gases de combustão e para as análises foram desprezadas.

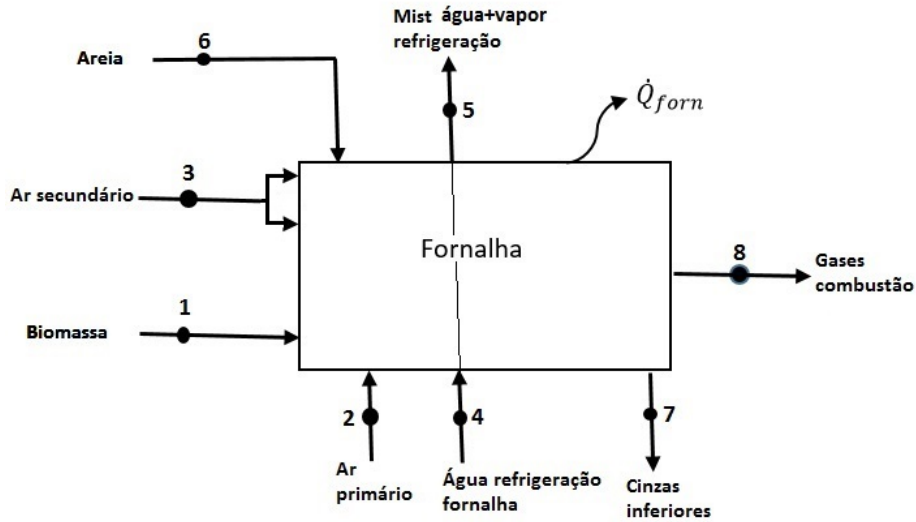


Figura 3.2: Diagrama de fluxos da fornalha

Para o balanço mássico da fornalha temos:

$$\dot{m}_{bio} + \dot{m}_{arp} + \dot{m}_{ars} + \dot{m}_{agua(l)} + \dot{m}_{areia} = \dot{m}_{gc} + \dot{m}_{cinz} + \dot{m}_{a+v} \quad (3.4)$$

sabendo que:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{gc} &= 0.9825\dot{m}_{bio} + \dot{m}_{arp} + \dot{m}_{ars} \\ \dot{m}_{cinz} &= \dot{m}_{areia} + 0.0175\dot{m}_{bio} \\ \dot{m}_{agua} &= \dot{m}_{a+v}\end{aligned}$$

Aplicando a equação (2.5) no volume de controlo da fornalha tem-se a seguinte equação do balanço energético da caldeira:

$$-\dot{Q}_{forn} = \dot{m}_{bio}PCI + \dot{m}_{arp}h_2 + \dot{m}_{ars}h_3 - \dot{m}_{gc}h_8 + \dot{m}_{agua}(h_4 - h_5) + \dot{m}_{areia}h_6 - \dot{m}_{cinz}h_7 \quad (3.5)$$

O valor da potência térmica da caldeira (\dot{Q}_{forn}) é negativo, pois a fornalha perde calor para o ambiente. Em alternativa, pode-se elaborar o balanço energético da fornalha utilizando a potência térmica libertada na combustão (\dot{Q}_c) em vez do PCI. A potência térmica (\dot{Q}_c), é obtida através do balanço energético da equação de combustão (Equação 3.3). O balanço energético da fornalha fica:

$$-\dot{Q}_{forn} = \dot{Q}_c + \dot{m}_{arp}h_2 + \dot{m}_{ars}h_3 - \dot{m}_{gc}h_8 + \dot{m}_{agua}(h_4 - h_5) + \dot{m}_{areia}h_6 - \dot{m}_{cinz}h_7 \quad (3.6)$$

A eficiência energética da fornalha pode ser obtido através da relação benefício-custo:

$$\eta_{forn} = \frac{\dot{m}_{agua}(h_5 - h_4) + \dot{m}_{gc}h_8}{\dot{m}_{bio}PCI + \dot{m}_{arp}h_2 + \dot{m}_{ars}h_3} \quad (3.7)$$

Para o balanço exergetico da fornalha aplica-se a Equação (2.14) no volume de controlo e obtem-se a taxa de destruição de exergia:

$$\begin{aligned}\dot{A}_{d,forn} &= \dot{m}_{bio}(a_{f,1} + a_1^q) + \dot{m}_{arp}(a_{f,2} + a_2^q) + \dot{m}_{ars}(a_{f,3} + a_3^q) + \dot{m}_{agua}(a_{f,4} - a_{f,5}) + \dot{m}_{areia}a_{f,6} \\ &\quad + \dot{m}_{gc}(a_{f,8} + a_8^q) - \dot{m}_{cinz}a_{f,7} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,forn}}\right) \dot{Q}_{forn}\end{aligned} \quad (3.8)$$

onde: a^q é a exergia química e a_f é exergia termomecânica. Inserindo os termos referentes à exergia específica do escoamento a equação anterior fica:

$$\begin{aligned}\dot{A}_{d,forn} &= \dot{m}_{bio}(a_{f,1} + a_1^q) + \dot{m}_{arp}[(h_2 - h_{0,arp}) - T_0(s_2 - s_{0,arp}) + a_2^q] \\ &\quad + \dot{m}_{ars}[(h_3 - h_{0,ars}) - T_0(s_3 - s_{0,ars}) + a_3^q] + \dot{m}_{agua}[(h_4 - h_5) - T_0(s_4 - s_5)] \\ &\quad + \dot{m}_{areia}[(h_6 - h_{0,areia}) - T_0(s_6 - s_{0,areia})] - \dot{m}_{gc}[(h_8 - h_{0,gc}) - T_0(s_8 - s_{0,gc}) + a_8^q] \\ &\quad - \dot{m}_{cinz}[(h_7 - h_{0,cinz}) - T_0(s_7 - s_{0,cinz})] + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,forn}}\right) \dot{Q}_{forn}\end{aligned} \quad (3.9)$$

A eficiência exergetica da fornalha será então:

$$\varepsilon_{forn} = \frac{\dot{m}_{gc}(a_{f,8} + a_8^q) + \dot{m}_{agua}(a_{f,5} - a_{f,4})}{\dot{m}_{bio}(a_{f,1} + a_1^q) + \dot{m}_{arp}(a_{f,2} + a_2^q) + \dot{m}_{ars}(a_{f,3} + a_3^q)} \quad (3.10)$$

Cálculo da potência térmica recebida na fornalha através da combustão da biomassa

Utilizando a equação estequiométrica (Equação 3.3), torna-se mais fácil realizar o balanço energético da combustão. Para um quilograma de biomassa seca, tem-se:

$$\begin{aligned}0 &= \dot{Q}_c + [1h_{bio} + 0.667h_{H_2O(l)} + 1.27h_{O_2} + 4.18h_{N_2} + 0.045h_{H_2O}] \\ &\quad - [1.72h_{CO_2} + 0.29h_{H_2O} + 0.0016h_{SO_2} + 4.18h_{N_2} + 0.24h_{O_2} + 0.045h_{H_2O} + 0.667h_{H_2O} + 0.0326h_I]\end{aligned} \quad (3.11)$$

Sendo que Q_c é o calor libertado na combustão e recebido na fornalha; h é a entalpia específica dos compostos e é dado pela soma das entalpias de formação e pela diferença das entalpias entre um determinado estado e o estado de referência:

$$h(T, p) = h_f^\circ + [h(T, p) - h(T_{ref}, p_{ref})] = h_f^\circ + \Delta h \quad (3.12)$$

Substituindo a Equação 3.12 na Equação 3.11 tem-se:

$$\begin{aligned} -\dot{Q}_c = & 1[h_f^\circ + \Delta h]_{bio} + 0.667[h_f^\circ + \Delta h]_{H_2O(l)} + 1.27[h_f^\circ + \Delta h]_{O_2} + 4.18[h_f^\circ + \Delta h]_{N_2} \\ & + 0.045[h_f^\circ + \Delta h]_{H_2O(v)} - 1.72[h_f^\circ + \Delta h]_{CO_2} - 0.29[h_f^\circ + \Delta h]_{H_2O(v)} - 0.0016[h_f^\circ + \Delta h]_{SO_2} \\ & - 4.18[h_f^\circ + \Delta h]_{N_2} - 0.24[h_f^\circ + \Delta h]_{O_2} - 0.045[h_f^\circ + \Delta h]_{H_2O(v)} - 0.667[h_f^\circ + \Delta h]_{H_2O(v)} \\ & - 0.0326[h_f^\circ + \Delta h]_I \end{aligned} \quad (3.13)$$

Sabendo que a entalpia de formação é nula quando se trata de elementos, e a variação da entalpia é nula quando os composto ou elementos entram ou saem em condições de referência (25 °C e 1 atm). Então :

- O termo da biomassa nos reagentes vai ser igual a zero, pois este termo é igual à soma de vários elementos, e ainda, nas condições de entrada, a temperatura e a pressão são iguais ao valor de referência;
- Os elementos O_2 e N_2 têm entalpia de formação nula;
- O material inerte como não reage na combustão, apresenta entalpia de formação nula;
- O teor de humidade presente no ar entra e sai como vapor, logo a entalpia de formação anula-se;
- Para a humidade da biomassa, como entra no estado liquido e sai no estado vapor, há que acrescentar a componente latente da energia nos produtos de combustão.

Logo, tem-se:

$$\begin{aligned} -\dot{Q}_c = & 1[\cancel{h_f^\circ} + \cancel{\Delta h}]_{bio} + 0.667[\cancel{h_f^\circ} + \cancel{\Delta h}]_{H_2O(l)} + 1.27[\cancel{h_f^\circ} + \cancel{\Delta h}]_{O_2} + 4.18[\cancel{h_f^\circ} + \cancel{\Delta h}]_{N_2} \\ & + 0.045[\Delta h]_{H_2O} - 1.72[h_f^\circ + \Delta h]_{CO_2} - 0.29[h_f^\circ + \Delta h]_{H_2O(v)} - 0.0016[h_f^\circ + \Delta h]_{SO_2} \\ & - 4.18[\cancel{h_f^\circ} + \cancel{\Delta h}]_{N_2} - 0.24[\cancel{h_f^\circ} + \cancel{\Delta h}]_{O_2} - 0.045[\Delta h]_{H_2O(v)} - 0.667[\cancel{h_f^\circ} + h_{ev} + \Delta h]_{H_2O(v)} \\ & - 0.0326[\Delta h]_I \end{aligned} \quad (3.14)$$

Sendo que h_{ev} é a entalpia de vaporização da água. Reescrevendo a equação anterior:

$$\begin{aligned} -\dot{Q}_c = & 1.27[\Delta h]_{O_2} + 4.18[\Delta h]_{N_2} + 0.045[\Delta h]_{H_2O} - 1.72[h_f^\circ + \Delta h]_{CO_2} - 0.29[h_f^\circ + \Delta h]_{H_2O(v)} \\ & - 0.0016[h_f^\circ + \Delta h]_{SO_2} - 4.18[\Delta h]_{N_2} - 0.24[+\Delta h]_{O_2} - 0.045[\Delta h]_{H_2O(v)} \\ & - 0.667[h_{ev} + \Delta h]_{H_2O(v)} - 0.0326[\Delta h]_I \end{aligned} \quad (3.15)$$

3.3.2 Sobreaquecedores

Na Figura 3.3 está representado o diagrama de fluxos dos sobreaquecedores com os seus respectivos fluxos de entrada e de saída. Os fluxos de entrada são: gases de combustão proveniente da fornalha (8), vapor saturado proveniente do ebulidor (10), água dos termoreguladores para controlar a temperatura do vapor (9) e água para a refrigeração das paredes da segunda passagem dos gases (12). Os fluxos de saída são: gases de combustão (14), mistura água+vapor de refrigeração das paredes (13) e vapor sobreaquecido (11). \dot{Q}_{sobr}

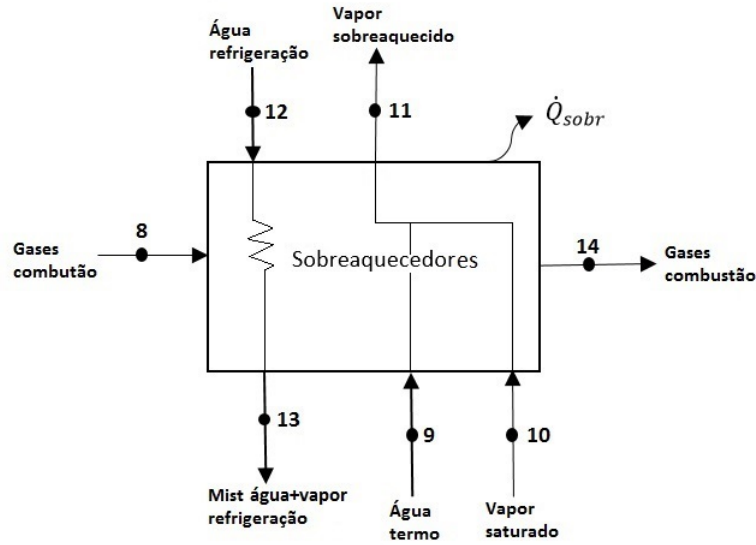


Figura 3.3: Diagrama de fluxos dos sobreaquecedores.

O balanço de massa para o sobreaquecedor é:

$$\dot{m}_{gc8} + \dot{m}_{vsa} + \dot{m}_{agt} + \dot{m}_{agr12} = \dot{m}_{gc14} + \dot{m}_{vso} + \dot{m}_{a+v} \quad (3.16)$$

sabendo que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{agt} + \dot{m}_{vsa} &= \dot{m}_{vso} \\ \dot{m}_{gc8} &= \dot{m}_{gc14} \\ \dot{m}_{agr12} &= \dot{m}_{a+v} \end{aligned}$$

O calor perdido no sobreaquecedor (\dot{Q}_{sobr}) é negativo, e é obtido através do seguinte balanço energético

$$-\dot{Q}_{sobr} = \dot{m}_{vsa}h_{10} + \dot{m}_{agt}h_9 + \dot{m}_{agr}(h_{12} - h_{13}) + \dot{m}_{gc}(h_8 - h_{14}) - \dot{m}_{vso}h_{11} \quad (3.17)$$

A eficiência energético do sobreaquecedor é então obtida por:

$$\eta_{sobr} = \frac{\dot{m}_{vso}h_{11} - \dot{m}_{vsa}h_{10} - \dot{m}_{agt}h_9 + \dot{m}_{agr}(h_{13} - h_{12})}{\dot{m}_{gc}(h_8 - h_{14})} \quad (3.18)$$

A taxa de destruição da exergia no sobreaquecedor é obtida através do balanço exer-gético dado por:

$$\dot{A}_{d,sobr} = \dot{m}_{vsa}a_{f,10} + \dot{m}_{agt}a_{f,9} + \dot{m}_{agr}(a_{f,12} - a_{f,13}) + \dot{m}_{gc}(a_{f,8} - a_{f,14}) - \dot{m}_{vso}a_{f,11} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,sobr}}\right) \dot{Q}_{sobr} \quad (3.19)$$

Inserindo os termos referentes à exergia específica do escoamento a equação anterior fica:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{d,sobr} = & \dot{m}_{vsa} [(h_{10} - h_{0,vsa}) - T_0(s_{10} - s_{0,vsa})] + \dot{m}_{agt} [(h_9 - h_{0,agt}) - T_0(s_9 - s_{0,agt})] \\ & + \dot{m}_{agr} [(h_{12} - h_{13}) - T_0(s_{12} - s_{13})] + \dot{m}_{gc} [(h_8 - h_{14}) - T_0(s_8 - s_{14})] \\ & - \dot{m}_{vso} [(h_{11} - h_{0,sobr}) - T_0(s_{11} - s_{0,vso})] + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,sobr}}\right) \dot{Q}_{sobr} \end{aligned} \quad (3.20)$$

A eficiência exergetica dos sobreaquecedores será:

$$\varepsilon_{sobr} = \frac{\dot{m}_{vso}a_{f,11} - \dot{m}_{vsa}a_{f,10} - \dot{m}_{agt}a_{f,9} + \dot{m}_{agr}(a_{13} - a_{12})}{\dot{m}_{gc}(h_8 - h_{14})} \quad (3.21)$$

3.3.3 Evaporador convectivo

Como não foram fornecidas informações suficientes sobre o evaporador convectivo, os valores foram assumidos na ausência de melhor informação. No evaporador convectivo (Figura 3.4) entram os seguintes fluxos: mistura água+vapor de refrigeração (13), proveniente das paredes da segunda passagem dos gases, e gases de combustão (14) provenientes dos sobreaquecedores. Os fluxos de saída são: gases de combustão (16) e vapor saturado (15) que vai para o ebulidor.

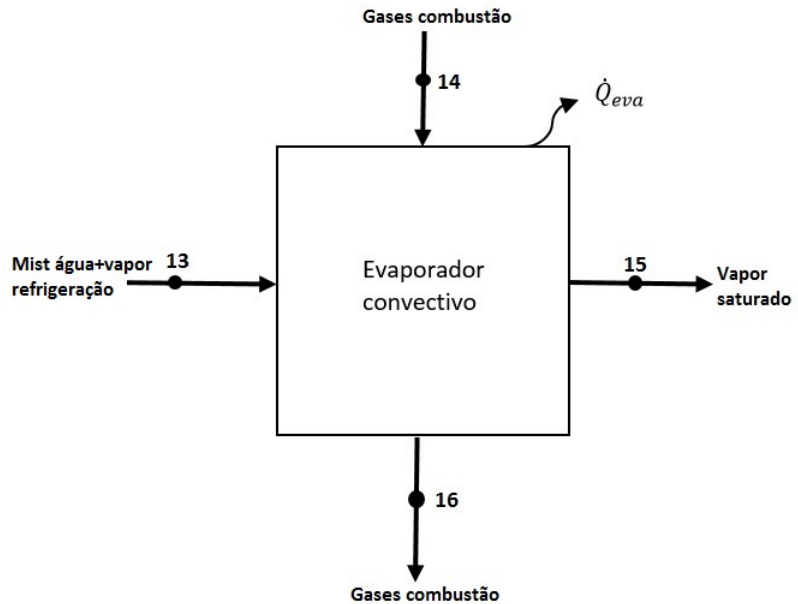


Figura 3.4: Diagrama de fluxos do evaporador convectivo.

O balanço de massa do evaporador convectivo vem:

$$\dot{m}_{agr} + \dot{m}_{gc14} = \dot{m}_{vsa} + \dot{m}_{gc16} \quad (3.22)$$

sabendo que:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{agr} &= \dot{m}_{vsa} \\ \dot{m}_{gc14} &= \dot{m}_{gc16}\end{aligned}$$

A taxa de calor perdido pelo evaporador convectivo obtida é como:

$$-\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{vsa}(h_{13} - h_{15}) + \dot{m}_{gc}(h_{14} - h_{16}) \quad (3.23)$$

O valor de \dot{Q}_{eva} é negativo, pois o evaporador perde calor para o ambiente. A eficiência energética do evaporador convectivo é dada por:

$$\eta_{eva} = \frac{\dot{m}_{vsa}(h_{15} - h_{13})}{\dot{m}_{gc}(h_{14} - h_{16})} \quad (3.24)$$

A taxa de destruição de exergia é dada pela análise exergética, como sendo:

$$\dot{A}_{d,eva} = \dot{m}_{vsa}(a_{f,13} - a_{f,15}) + \dot{m}_{gc}(a_{f,14} - a_{f,16}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,eva}}\right) \dot{Q}_{eva} \quad (3.25)$$

Inserindo os termos da exergia específica do escoamento, a equação anterior fica:

$$\dot{A}_{d,eva} = \dot{m}_{vsa} [(h_{13} - h_{15}) - T_0(s_{13} - s_{15})] + \dot{m}_{gc} [(h_{14} - h_{16}) - T_0(s_{14} - s_{16})] + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,eva}}\right) \dot{Q}_{eva} \quad (3.26)$$

A eficiência exergética do evaporador convectivo é dada por:

$$\varepsilon_{eva} = \frac{\dot{m}_{vsa}(a_{f,15} - a_{f,13})}{\dot{m}_{gc}(a_{f,14} - a_{f,16})} \quad (3.27)$$

3.3.4 Economizador

No diagrama do economizador (Figura 3.5) pode observar-se que os fluxos de entrada são: gases de combustão provenientes do evaporador convectivo (16) e água proveniente do tanque de alimentação (17), e os fluxos de saída são: água aquecida (18) e gases de combustão (19).

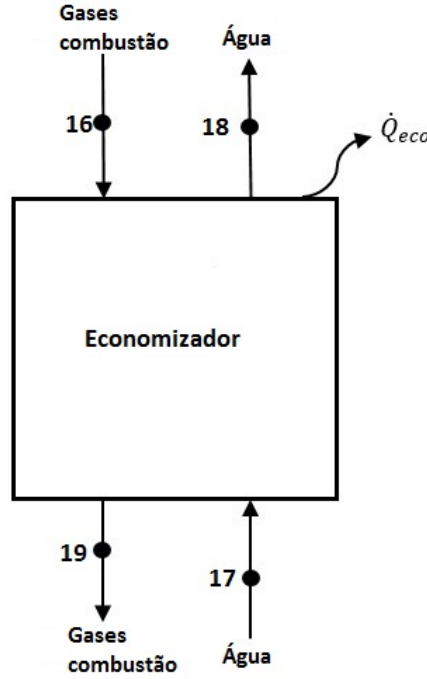


Figura 3.5: Diagrama de fluxos do economizador

O balanço de massa do economizador é:

$$\dot{m}_{gc16} + \dot{m}_{ag17} = \dot{m}_{gc19} + \dot{m}_{ag18} \quad (3.28)$$

sabendo que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{gc16} &= \dot{m}_{gc19} \\ \dot{m}_{ag17} &= \dot{m}_{ag18} \end{aligned}$$

A potência térmica perdida pelo economizador é obtida do balanço energético como:

$$-\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_{ag}(h_{17} - h_{18}) + \dot{m}_{gc}(h_{16} - h_{19}) \quad (3.29)$$

O valor de \dot{Q}_{eco} é negativo, pois o calor é perdido para o ambiente. A eficiência energética do economizador é dada por:

$$\eta_{eco} = \frac{\dot{m}_{ag}(h_{18} - h_{17})}{\dot{m}_{gc}(h_{16} - h_{19})} \quad (3.30)$$

A exergia destruída no economizador é dada por:

$$\dot{A}_{d,eco} = \dot{m}_{ag}(a_{f,17} - a_{f,18}) + \dot{m}_{gc}(a_{f,16} - a_{f,19}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,eco}}\right) \dot{Q}_{eco} \quad (3.31)$$

inserindo os termos referentes à exergia específica do escoamento, vem que:

$$\dot{A}_{d,eco} = \dot{m}_{ag} [(h_{17} - h_{18}) - T_0(s_{17} - s_{18})] + \dot{m}_{gc} [(h_{16} - h_{19}) - T_0(s_{16} - s_{19})] + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,eco}}\right) \dot{Q}_{eco} \quad (3.32)$$

A eficiência exergética do economizador é obtida como:

$$\varepsilon_{eco} = \frac{\dot{m}_{ag}(a_{f,18} - a_{f,17})}{\dot{m}_{gc}(a_{f,16} - a_{f,19})} \quad (3.33)$$

3.3.5 Pré-aquecedores de ar

Os fluxos de entrada dos pré-aquecedores de ar (Figura 3.6) são: ar primário (20), ar secundário (21) e gases de combustão (19), e os fluxos de saída são: ar primário (2), ar secundário (3) e gases de combustão (22).

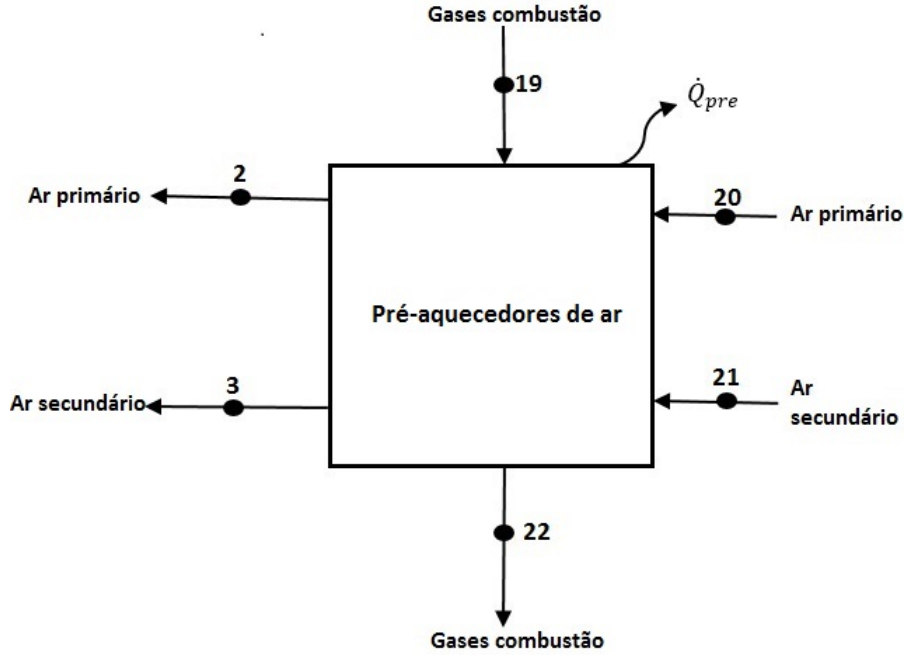


Figura 3.6: Diagrama de fluxos dos pré-aquecedores de ar

O balanço de massa do pré-aquecedor é:

$$\dot{m}_{arp20} + \dot{m}_{ars21} + \dot{m}_{gc19} = \dot{m}_{arp2} + \dot{m}_{ars3} + \dot{m}_{gc22} \quad (3.34)$$

sabendo que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{arp20} &= \dot{m}_{arp2} \\ \dot{m}_{ars21} &= \dot{m}_{ars3} \\ \dot{m}_{gc19} &= \dot{m}_{gc22} \end{aligned}$$

A potência térmica perdida sob a forma do calor através dos pré-aquecedores de ar é obtida do balanço energético como:

$$-\dot{Q}_{pre} = \dot{m}_{arp}(h_{20} - h_2) + \dot{m}_{ars}(h_{21} - h_3) + \dot{m}_{gc}(h_{19} - h_{22}) \quad (3.35)$$

O valor de \dot{Q}_{pre} é negativo, pois os pré-aquecedores de ar perdem potência térmica para o ambiente. A eficiência energética dos pré-aquecedores de ar é dada por:

$$\eta_{pre} = \frac{\dot{m}_{arp}(h_2 - h_{20}) + \dot{m}_{ars}(h_3 - h_{21})}{\dot{m}_{gc}(h_{19} - h_{22})} \quad (3.36)$$

A exergia destruída nos pré-aquecedores é dada por:

$$\dot{A}_{d,pre} = \dot{m}_{arp}(a_{f,20} - a_{f,2}) + \dot{m}_{ars}(a_{f,21} - a_{f,3}) + \dot{m}_{gc}(a_{f,19} - a_{f,22}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,pre}}\right) \dot{Q}_{pre} \quad (3.37)$$

Inserindo os termos referentes à exergia específica do escoamento, obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{d,pre} = & \dot{m}_{arp} [(h_{20} - a_2) - T_0(s_{20} - s_2)] + \dot{m}_{ars} [(h_{21} - a_3) - T_0(s_{21} - s_3)] \\ & + \dot{m}_{gc} [(h_{19} - a_{22}) - T_0(s_{19} - s_{22})] + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,pre}}\right) \dot{Q}_{pre} \end{aligned} \quad (3.38)$$

A eficiência exergetica dos pré-aquecedores de ar é dada por:

$$\varepsilon_{pre} = \frac{\dot{m}_{arp}(a_{f,2} - a_{f,20}) + \dot{m}_{ars}(a_{f,3} - a_{f,21})}{\dot{m}_{gc}(a_{f,19} - a_{f,22})} \quad (3.39)$$

3.3.6 Parâmetros necessários para as análises

Como apresentado no modelo, a caldeira vai ser analisada por partes, e em cada parte precisa de se saber as condições de entrada e de saída dos diferentes fluxos. Estas condições (normais) são fornecidas pelo fabricante da caldeira e pela empresa onde opera a caldeira. Na Figura 3.7 apresentam-se as principais partes analisadas da caldeira, já interligadas, para facilitar a compreensão do trajeto de cada fluxo.

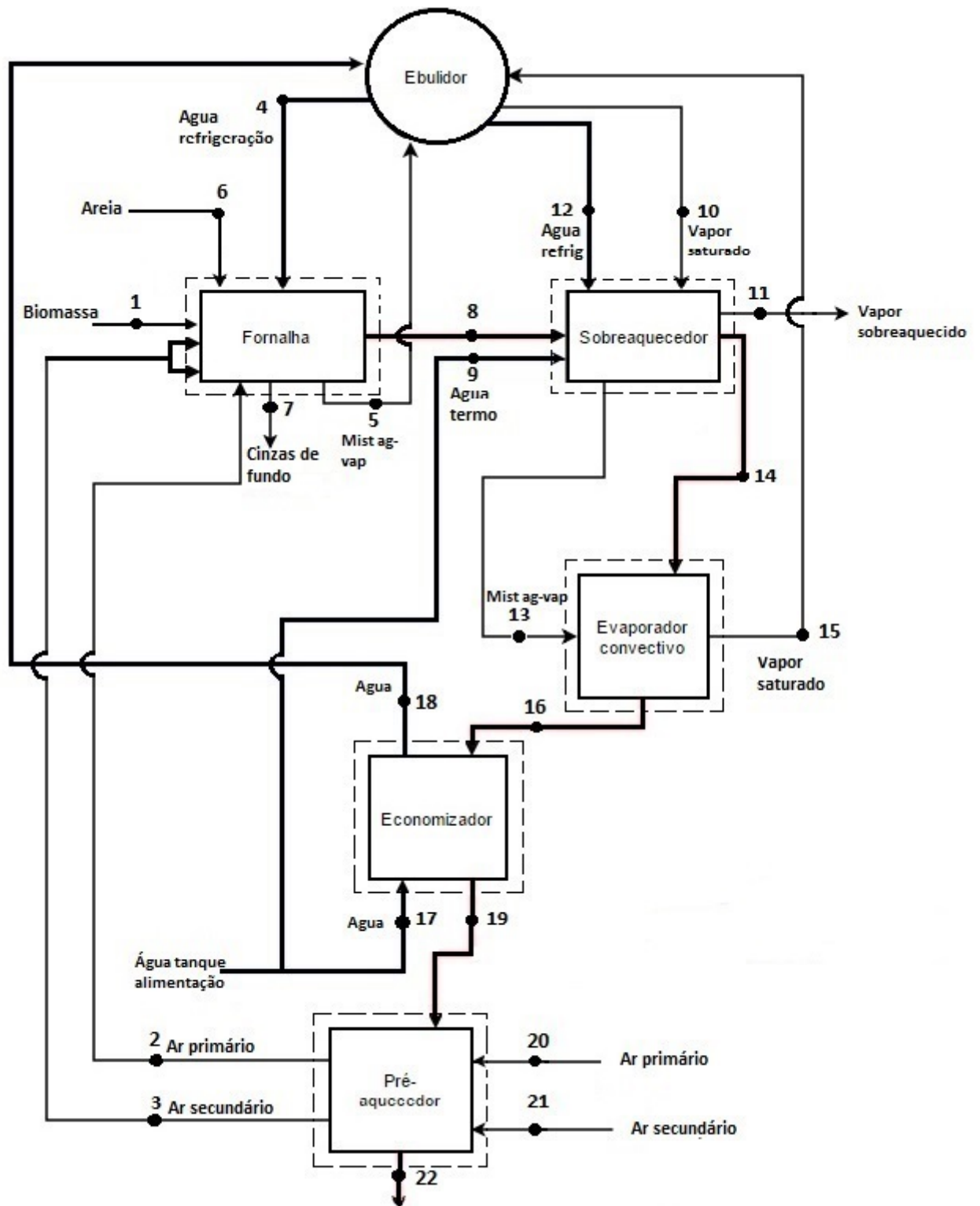


Figura 3.7: Diagrama de fluxos principais da Caldeira

Na Tabela 3.6 , estão os valores correspondentes a cada estado e a cada fluxo, valores que foram fornecidos pela Portucel.

Tabela 3.6: Parâmetros da caldeira

| Estado | Elemento | Temperatura [°C] | Pressão [bar] | Caudal [kg/s] | Título |
|--------|---|------------------|---------------|---------------|--------|
| 1 | Biomassa | 25 | 1 | 5.7 | - |
| 2 | Ar primário | 118.4 | 1 | 9.7 | - |
| 3 | Ar secundário | 121.3 | 1 | 13.3 | - |
| 4 | Água de refrigeração das paredes da fornalha | 253 | 100.4 | 12.73 | - |
| 5 | Mistura água+vapor de refrigeração fornalha | 311.3 | 100.4 | 12.73 | 0.98 |
| 6 | Material do leito (areia) | 25 | 1 | 0.06 | - |
| 7 | Cinzas de fundo (escórias) | 400 | 1 | 0.06 | - |
| 8 | Gases de combustão | 842 | 1 | 28.6 | - |
| 9 | Água dos termoreguladores de vapor | 116 | 101.3 | 1.2 | - |
| 10 | Vapor saturado | 311.3 | 100.4 | 14.8 | - |
| 11 | Vapor sobreaquecido | 472 | 93.3 | 16 | - |
| 12 | Água de refrigeração da segunda passagem | 253 | 100.4 | 2.3 | - |
| 13 | Mistura água-vapor refrigeração da segunda passagem | 311.3 | 100.4 | 2.3 | 0.66 |
| 14 | Gases de combustão | 470 | 1 | 28.6 | - |
| 15 | Vapor saturado | 311.3 | 100.4 | 2.3 | - |
| 16 | Gases de combustão | 441 | 1 | 28.6 | - |
| 17 | Água de alimentação | 116 | 101.3 | 14.8 | - |
| 18 | Água após economizador | 253 | 101.2 | 14.8 | - |
| 19 | Gases de combustão | 194 | 1 | 28.6 | - |
| 20 | Ar primário antes do pré-aquecedor GC | 55 | 1 | 9.7 | - |
| 21 | Ar secundário antes do pré-aquecedor GC | 55 | 1 | 13.3 | - |
| 22 | Gases de combustão | 150 | 1 | 28.6 | - |

Os valores com sombreado são os valores arbitrados, pois a Portucel não tinha disponíveis informações sobre esses valores. Embora seja conhecido o caudal de água que entra no ebulidor e a quantidade do vapor que sai, que são exatamente os mesmos (14.8 kg/s), não há documentação que refira o caudal da água que circula nas paredes da fornalha e na segunda passagem dos gases, para a refrigeração da caldeira. Como o ebulidor é mantido sempre no mesmo nível, considerou-se que a água de refrigeração das paredes da caldeira é igual a um valor próximo do caudal de água na entrada no ebulidor. Como

na fornalha se desenvolve mais calor atribui-se cerca de 80% do valor de caudal às paredes da fornalha e o resto à segunda passagem dos gases, que posteriormente passa no evaporador convectivo.

Capítulo 4

Resultados, discussão e propostas de melhoria

Neste capítulo vão ser apresentados os resultados das análises efetuadas e a proposta de melhoria. Primeiro é realizada a análise da combustão, de seguida a análise energética e, por fim, a análise exergética. Utilizou-se o *software Microsoft Excel* para implementação do balanço energético e exergético da caldeira de biomassa. A caldeira foi analisada por partes, a fim de compreender o comportamento de cada parte para facilitar a compreensão das melhorias que se podem implementar no desempenho global da caldeira.

Para determinar o valor da potência térmica do combustível utilizou-se o poder calorífico inferior (PCI) e optou-se também por um balanço energético da combustão, utilizando os constituintes da biomassa e o comburente (ar). Incluiu-se também a humidade presente no ar e no combustível, pois este último influencia no poder calorífico. Assim, consegue saber-se qual é a potência térmica que é efectivamente recebida na fornalha.

4.1 Resultados da análise da combustão

O balanço energético de combustão da biomassa (Equação 3.15) foi feito para uma temperatura de 842°C , este valor foi fornecido pela Portucel, pois a temperatura da caldeira tem de ser controlada para não causar danos ou irregularidades durante o funcionamento. Entretanto, calculou-se a temperatura adiabática de combustão na caldeira, e o valor obtido foi de 1358°C , valor muito próximo ao fornecido pela Portucel, que é de 1329°C . As entalpias dos gases foram calculadas com a ajuda do *software EES-Engineering Equation Solver*, e o cálculo do balanço foi feito no *software Microsoft Excel*. Para um caudal de combustível total (húmido) de 5.7 kg/s e humidade de 40% (em base húmida), obteve-se através do balanço energético de combustão o valor de 43.516 MW . Que é aproximadamente 10% inferior ao valor da potência do combustível fornecido, cujo valor é 49.751 MW . A potência auxiliar consumida pela CTB, tem um valor total de 1.010 MW , envolve a potência consumida pelas bombas de alimentação da água. Para efeitos de cálculo atribui-se à potência recebida na caldeira um valor de 49.818 MW , que resulta do produto entre o caudal do combustível e poder calorífico inferior.

Tabela 4.1: Potência do combustível na Caldeira

| Potência do combustível na caldeira | | |
|--|--|--------------------|
| Fornecida pela Portucel | Calculada pelo balanço energético da combustão | Calculada pelo PCI |
| 49751 kW | 43516 kW | 49818 kW |

4.2 Resultado da análise energética

Na análise energética utilizou-se o valor da potência térmica do combustível calculado através do PCI na secção anterior. Começou-se por analisar a fornalha, e posteriormente os permutadores de calor. Para calcular a eficiência dos componentes da caldeira e estudar as suas perdas, assumiu-se para cada componente uma determinada percentagem de potência térmica perdida para o ambiente através da convecção, radiação e outros processos. Isto porque, o cálculo das potências térmicas perdidas por radiação e convecção englobam grandes dimensões e estruturas complexas que poderiam induzir a grandes intervalos de erros. Assim, torna-se mais fácil analisar cada componente da caldeira e calcular os valores das entalpias específicas dos gases de combustão formados na fornalha, que atravessam os permutadores.

Para o primeiro componente da caldeira analisado considerou-se uma perda de 6% da potência térmica, e calculou-se o valor da entalpia específica dos gases de combustão à saída da fornalha e à entrada dos sobreaquecedores. A Tabela 4.2, apresenta os fluxos de entrada e de saída da fornalha com alguns parâmetros fornecidos, e também o resultado da entalpia específica dos gases de combustão.

Tabela 4.2: Resultado do balanço de energia da fornalha

| Fornalha | | | | | | | | |
|-----------------|--------------------|-------------|-----------|------------|--------------|----------------|-----------------|-----------------------------|
| | Elementos | m [kg/s] | T [°C] | P [bar] | h [kJ/kg] | s [kJ/kg K] | Cp [kJ/kg K] | Potência perdida [kW] |
| ENTRADA | Biomassa | 5.70 | 25 | 1.0 | - | - | - | $0.06 \times \dot{Q}_c$ |
| | Ar primário | 9.70 | 118 | 1.0 | 392.7 | 5.970 | - | |
| | Ar secundário | 13.30 | 121 | 1.0 | 395.6 | 5.978 | - | |
| | Areia | 0.06 | 25 | 1.0 | - | - | 0.8 | |
| | Água regeneração | 12.73 | 253 | 100.4 | 1100.0 | 2.806 | - | |
| SAÍDA | Gases de combustão | 28.60 | 842 | 1.0 | 1241.0 | - | 1.135 | |
| | Água+vapor | 12.73 | 311 | 100.4 | 2698.4 | 5.870 | - | |
| | Escórias | 0.16 | 250 | 1.0 | 189.8 | - | 0.84 | |

Verifica-se que a entalpia específica calculada para os gases de combustão (valor sombreado) formado na fornalha é de 1241 kJ/kg para uma perda de calor de 6%. Os gases de combustão seguem para os sobreaquecedores, estando os resultados representados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Resultados do balanço de energia dos sobreaquecedores

| Sobreaquecedores | | | | | | | |
|-------------------------|---------------------------|---------------------|-----------|------------|--------------|----------------|-----------------------------|
| | Elementos | \dot{m} [kg/s] | T [°C] | P [bar] | h [kJ/kg] | s [kJ/kg.K] | Potência perdida [kW] |
| ENTRADA | Gases de combustão | 28.6 | 842 | 1.0 | 1241.0 | - | $0.03 \times \dot{Q}_{gc1}$ |
| | Vapor saturado | 14.8 | 311 | 100.4 | 2723.9 | 5.617 | |
| | Água termoreguladora | 1.2 | 116 | 101.3 | 493.9 | 1.476 | |
| | Água refrigeração-Paredes | 2.3 | 253 | 100.4 | 1100.0 | 2.808 | |
| SAÍDA | Gases combustão | 28.6 | 470 | 1.0 | 708.9 | - | |
| | Vapor sobreaquecido | 16.0 | 472 | 93.3 | 3310.0 | 6.542 | |
| | Mistura água+vapor | 2.3 | 253 | 100.4 | 2277.4 | 4.848 | |

A entalpia específica dos gases de combustão na saída dos sobreaquecedores, com uma perda de 3 % da potência térmica, é de 708.9 kJ/kg. Os resultados do balanço energético do evaporador convectivo estão representados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Resultado do balanço energético evaporador convectivo

| Evaporador convectivo | | | | | | | |
|------------------------------|--------------------|---------------------|-----------|------------|--------------|----------------|-----------------------------|
| | Elementos | \dot{m} [kg/s] | T [°C] | P [bar] | h [kJ/kg] | s [kJ/kg.K] | Potência perdida [kW] |
| ENTRADA | Gases de combustão | 28.6 | 470 | 1.0 | 708.9 | - | $0.02 \times \dot{Q}_{gc2}$ |
| | Mistura água+vapor | 2.3 | 311 | 100.4 | 2277.4 | 4.848 | |
| SAÍDA | Gases combustão | 28.6 | 441 | 1.0 | 672.2 | - | |
| | Vapor saturado | 2.3 | 311 | 100.4 | 2724.7 | 5.614 | |

No evaporador convectivo, com uma perda de 2 % da potência térmica, a entalpia específica dos gases de combustão na saída é de 672.2 kJ/kg. Na Tabela 4.5, estão os resultados do balanço energético do economizador:

Tabela 4.5: Resultados do balanço energético do economizador

| Economizador | | | | | | | |
|---------------------|--------------------|---------------------|-----------|------------|--------------|----------------|-----------------------------|
| | Elementos | \dot{m} [kg/s] | T [°C] | P [bar] | h [kJ/kg] | s [kJ/kg.K] | Potência perdida [kW] |
| ENTRADA | Gases de combustão | 28.6 | 441 | 1.0 | 672.2 | - | $0.03 \times \dot{Q}_{gc3}$ |
| | Água alimentação | 14.8 | 116 | 101.3 | 493.9 | 1.476 | |
| SAÍDA | Gases combustão | 28.6 | 194 | 1.0 | 348.9 | - | |
| | Água alimentação | 14.8 | 253 | 101.2 | 1100.0 | 2.806 | |

No economizador considerou-se uma perda de 3% da potência térmica, o que resultou numa entalpia específica dos gases de combustão na saída, de 348.9 kJ/kg. Os resultados do balanço energético dos pré-aquecedores de ar estão na Tabela 4.6.

Tabela 4.6: Resultados do balanço energético dos pré-aquecedores de ar

| Pré-aquecedores de ar | | | | | | | |
|------------------------------|--------------------|---------------------|-----------|------------|--------------|----------------|-----------------------------|
| | Elementos | \dot{m} [kg/s] | T [°C] | P [bar] | h [kJ/kg] | s [kJ/kg.K] | Potência perdida [kW] |
| ENTRADA | Gases de combustão | 28.6 | 194 | 1.0 | 348.9 | - | $0.02 \times \dot{Q}_{gc4}$ |
| | Ar primário | 9.7 | 55 | 1.0 | 328.8 | 5.796 | |
| | Ar secundário | 13.3 | 55 | 1.0 | 328.8 | 5.796 | |
| SAÍDA | Gases combustão | 28.6 | 150 | 1.0 | 295.1 | - | |
| | Ar primário | 9.7 | 118 | 1.0 | 392.7 | 5.974 | |
| | Ar secundário | 13.3 | 121 | 1.0 | 395.6 | 5.981 | |

Os pré-aquecedores de ar são os últimos componentes da caldeira a serem analisados e constituem as últimas superfícies de troca de calor na caldeira. Nos pré-aquecedores de ar considerou-se uma perda de potência térmica de 2% que resulta numa entalpia específica dos gases de combustão à saída de 295.1 kJ/kg. A partir deste valor da entalpia específica, calcula-se a temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira para verificar se é igual ou próximo do valor fornecido pela Portucel. Partindo da equação:

$$h_{in} - h_{out} = Cp_{gc}(T_{in} - T_{out}) \quad (4.1)$$

em que Cp_{gc} é o calor específico dos gases de combustão e é dado pela média ponderada dos calores específicos das espécies presente nos gases de combustão:

$$Cp_{gc} = \frac{\sum_i \dot{m}_i Cp_i}{\sum_i \dot{m}_i} \quad (4.2)$$

Utilizando a Equação 4.2 e aproveitando a composição dos gases de combustão resultante do balanço de combustão da biomassa (Equação 3.3), obteve-se o seguinte valor do calor específico para os gases formados: $Cp_{gc}=1.135$ kJ/kg K. Sabendo que a temperatura de gases de combustão à entrada dos pré-aquecedores é de 194 °C (valor fornecido)

e voltando a Equação 4.1, substituindo os valores tem-se:

$$348.9 - 295.1 = 1.135 \times (194 - T_{out}) \Leftrightarrow T_{out} = 146.6^{\circ}\text{C} \quad (4.3)$$

O valor da temperatura dos gases calculados é de 146.6°C valor muito próximo ao valor fornecido pela Portucel, que é 150°C . Para o cálculo da eficiência dos componentes da caldeira e da caldeira na globalidade consideraram-se também as potências auxiliares consumidas. A potência auxiliar consumida pela CTB é 1010 kW.

Os resultados das eficiências energética encontram-se na tabela seguinte:

Tabela 4.7: Resultados da eficiência energética

| Componentes | Eficiência energética $\eta[\%]$ |
|---|--|
| Fornalha | 89.3 |
| Sobreaquecedores | 97.0 |
| Evaporador convectivo | 98.0 |
| Economizador | 97.0 |
| Pré-aquecedores | 97.0 |
| Caldeira na globalidade | 90.4 |
| Caldeira na globalidade incluindo a potência auxiliar | 88.6 |

A eficiência da caldeira na globalidade foi calculada utilizando a potência térmica do vapor sobreaquecido produzido, como benefício, e como custo foi utilizado a potência do combustível calculado através do PCI e a potência auxiliar consumida. O valor calculado para a eficiência global da caldeira incluindo a potência auxiliar foi de 88 %. A caldeira apresenta uma eficiência energética alta. Todos os componentes, com exceção da fornalha, apresentam eficiência energética perto de 100 % (excluindo as potências auxiliares), que é um resultado excelente. A fornalha normalmente apresenta valores de eficiência energética baixa em comparação com os outros componentes, pois é onde ocorre a combustão e se desenvolve mais calor, e muitas vezes nem todo o combustível é transformado em energia térmica devido às irregularidades mecânicas ou químicas que podem ocorrer na combustão. Também podem ocorrer perdas por radiação e convecção nas estruturas de proteção e condutas, perdas na remoção de escórias inferiores, purgas e nos gases de exaustão que saem da caldeira na forma de calor sensível. No que respeita aos permutadores de calor, estes apresentam eficiências energéticas bastante elevadas, e normalmente são controlados para receber determinadas quantidades de energia a fim de garantirem boa qualidade do vapor, água quente ou ar, de acordo com as características da caldeira.

4.3 Resultado da análise exergética

Para a análise exergética, fez-se primeiro a análise da exergia destruída na combustão, visto que a combustão é um processo altamente irreversível, o que pode originar grandes quantidades de exergia destruída. Depois, analisaram-se os componentes da CTB, a fornalha e os permutadores. Para o cálculo da exergia destruída na fornalha utilizou-se

a exergia destruída na combustão acrescentada das exergias termomecânicas específicas dos fluidos que a atravessam, e da exergia associada às perdas de calor.

Na análise exergética de combustão aplica-se o balanço exergético à equação estequiométrica de combustão determinado anteriormente:

$$\dot{A}_{d,comb} = \dot{m}_s(a_f + a^q) + \dot{m}_s \chi(a_f + a^q) + \dot{m}_s 1.032(1 + \lambda) 4.293(a_f + a^q) + \dot{m}_s \omega_{ar,in} 5.45(a_f + a^q) - \dot{m}_{gs}(a_f + a^q) - \dot{m}_{vg}(a_f + a^q) - \dot{m}_I(a_f) \quad (4.4)$$

em que: \dot{m}_s é o caudal de biomassa seca; \dot{m}_{gs} é o caudal dos gases de combustão seco (excluindo o vapor de água); \dot{m}_{vg} é caudal de vapor de água presente nos gases de combustão; \dot{m}_I é o caudal dos inertes e χ é o teor da humidade da biomassa (em base seca). Nota-se que a exergia química de ar de entrada é nula, pois está em equilíbrio com o ar ambiente. A exergia termomecânica da biomassa também é nula, pois entra no estado de referência.

Para a exergia química específica do combustível utilizou-se a correlação [28]:

$$a_c^q = [363.439C + 1075.633H - 86.30O + 4.14N + 190.410S - 21.1A] \times 10^5 \text{ J/kg} \quad (4.5)$$

em que: C , H , O , N , S e A são percentagens mássicas de carbono, hidrogénio, oxigénio, azoto, enxofre e inertes presentes na biomassa.

A exergia química específica da água líquida é dada por [29]:

$$a_{ag}^q = -R_{ag} T_0 \ln(\varphi) \quad (4.6)$$

em que φ é a humidade relativa do ar.

A exergia química específica para os gases de combustão (excluindo vapor de água) e vapor de água presente nos gases de combustão são dadas respetivamente por [29]:

$$a_{gs}^q = T_0 R_{gs} \ln \left(\frac{y_{gs}}{y_{0,gs}} \right) \quad (4.7)$$

$$a_v^q = T_0 R_v \ln \left(\frac{y_v}{y_{0,v}} \right) \quad (4.8)$$

em que: y_i e $y_{0,i}$ são as frações molares do componente em causa na mistura dos gases e no ar ambiente.

As exergias químicas específicas calculadas estão representados na Tabela 4.8:

Tabela 4.8: Exergias químicas específicas calculadas

| Elementos | Exergia química específica [kJ/kg] |
|---------------------------------------|------------------------------------|
| Combustível (biomassa) | 19279.70 |
| Água líquida (humidade biomassa) | 53.10 |
| Gases secos | -75.24 |
| Vapor presente nos gases de combustão | 530.27 |

A exergia destruída obtida para a combustão, sem levar em conta as superfícies de trocas de calor na caldeira, é de 47 983 kW. Para determinar a exergia destruída através das perdas de calor, utilizou-se as seguintes temperaturas para as superfícies de cada componente:

Tabela 4.9: Temperatura das superfícies dos componentes da caldeira

| Componente | Temperatura das superfícies [°C] |
|-----------------------|---|
| Fornalha | 45 |
| Sobreaquecedores | 35 |
| Evaporador convectivo | 32 |
| Economizador | 30 |
| Pré-aquecedores de ar | 30 |

Os valores das temperaturas das superfícies representados na Tabela 4.9 foram obtidos durante o funcionamento da caldeira através da medição direta com uma câmara termográfica.

Procede-se para o balanço exergético dos componentes da caldeira (Tabela 4.10):

Tabela 4.10: Exergia destruída e eficiência exergética

| Componentes | Exergia destruída [kW] | Eficiência exergética ε[%] |
|-------------------------|-------------------------------|--|
| Fornalha | 24158.880 | 55 |
| Sobreaquecedores | 3809.533 | 66 |
| Evaporador convectivo | 160.493 | 76 |
| Economizador | 2030.486 | 60 |
| Pré-aquecedores de ar | 320.409 | 45 |
| Caldeira na globalidade | 33132.656 | 32 |

A eficiência exergética calculada para a caldeira na globalidade foi de 32 %, valor bastante inferior ao obtido na eficiência energética, como era de esperar. As caldeiras são conhecidas como equipamentos das centrais onde se verificam a menor eficiência exergética, devido a vários fatores que contribuem para as irreversibilidades como: a natureza do processo de combustão e as altas temperaturas desenvolvidas nos processos. Quanto mais alta é a temperatura de uma fonte, maior é a taxa de calor trocado com o ambiente. A fornalha tem uma eficiência exergética de 55 % e é o componente que apresenta a maior quantidade da exergia destruída na caldeira, com um valor de 24 158.88 kW. Em relação aos permutadores, os sobreaquecedores, apresentam a maior taxa de destruição da exergia, pois encontram-se localizados mais perto da fornalha e, consequentemente, operam com gases de combustão a elevadas temperaturas, o que resulta numa maior quantidade de potência térmica trocada e maiores irreversibilidades. Também nos sobreaquecedores é utilizado termoreguladores que utilizam águas pulverizadas para controlar a temperatura do vapor o que pode aumentar a destruição de exergia. No evaporador convectivo a exergia destruída é mais baixa, pois não há grandes diferenças de temperaturas entre os seus fluxos. O evaporador convectivo constitui a parte final dos evaporadores que fazem parte da segunda passagem da caldeira, ou seja, a maior parte do calor já foi trocada nas passagens anteriores. O economizador apresenta a segunda maior taxa de destruição da exergia entre os permutadores. Os pré-aquecedores de ar, embora sejam permutadores de dimensões bastante superiores ao evaporador convectivo, apresentam valores de destruição de exergia de apenas 320.409 kW, pois nos pré-aquecedores os gases de combustão chegam a uma temperatura reduzida, o que faz a sua eficiência exergética ser inferior aos outros componentes. A principal fonte de irreversibilidade nos permutadores da cal-

deira é causado pelas diferenças da temperatura entre os seus fluxos. Com os valores dos balanços exergéticos obtidos, pode-se ver que ainda é possível melhorar o sistema no sentido de aumentar o seu desempenho, mas também se tem de ter em conta sempre as perdas associados às irreversibilidades devido às imperfeições de um sistema real.

Pode-se ver, de uma forma geral e resumida, a comparação entre o balanço energético e o balanço exergético do sistema (caldeira na globalidade) em estudo através das seguintes figuras:

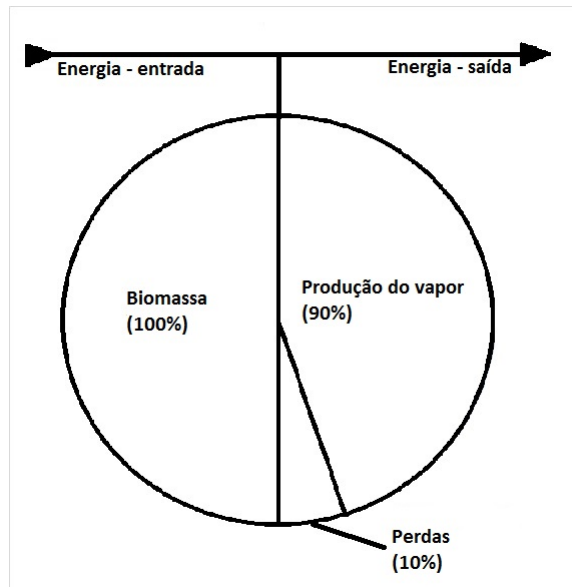


Figura 4.1: Diagrama do balanço energético da CTB.

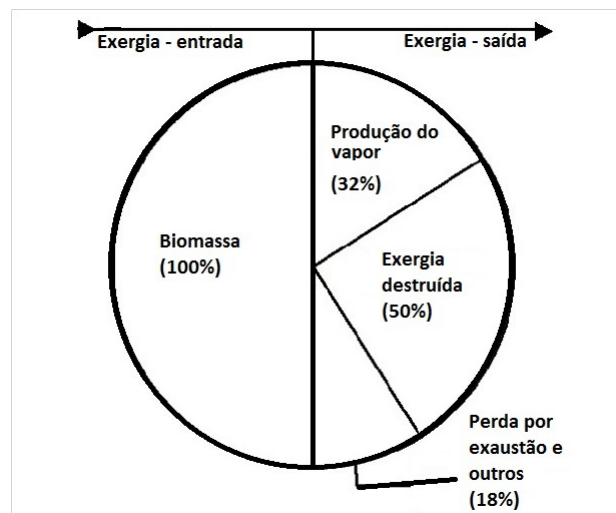


Figura 4.2: Diagrama do balanço exergético da CTB.

Na Figura 4.3 pode-se ver de uma forma resumida, a comparação entre as eficiências energética e exergética dos principais componentes da caldeira através do gráfico:

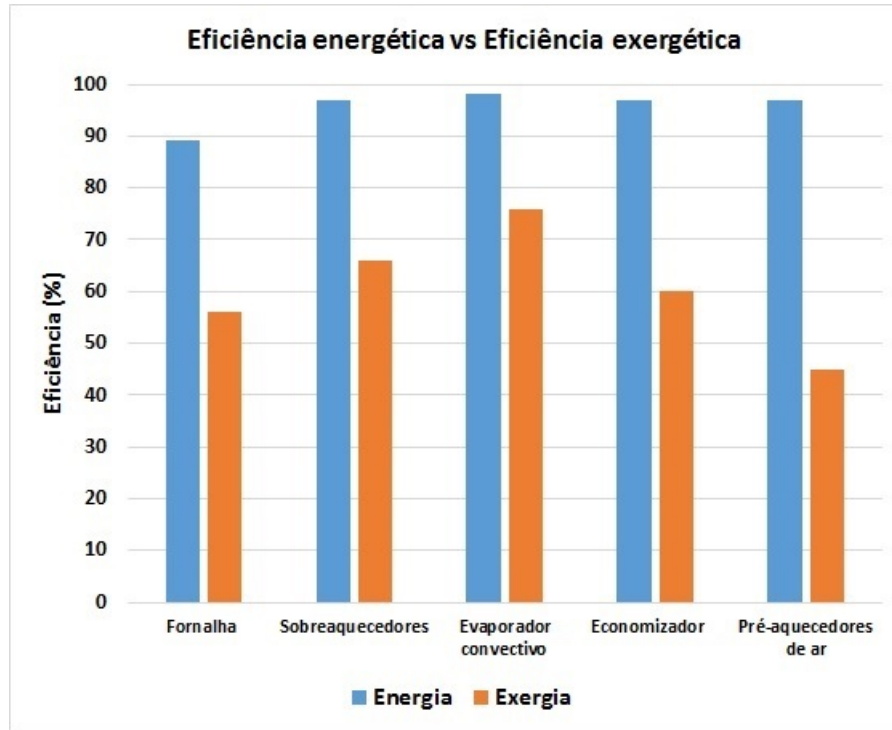


Figura 4.3: Eficiência energética e exergética dos principais componentes da CTB.

4.4 Propostas de melhoria

Nesta secção vão ser apresentadas propostas de melhoria para CTB a fim de se aproveitar as perdas térmicas de forma racional com fins lucrativos, fazendo com que a eficiência energética e exergética da fornalha sejam melhoradas. Um dos problemas que muitas vezes surgem nas caldeiras que operam com biocombustíveis está relacionado com o teor de humidade presente no combustível. Uma das medidas a implementar está relacionada com a redução de humidade da biomassa que entra na caldeira, pois quanto maior for a humidade presente menor será o poder calorífico que a biomassa vai ter. Como exemplo, pode observar-se na Figura 4.4 a influencia da humidade na potência térmica da biomassa recebida na CTB. Este gráfico resulta do balanço energético da combustão, fez-se variar a percentagem de humidade da biomassa para ver o impacto deste no valor da potência libertada na combustão.

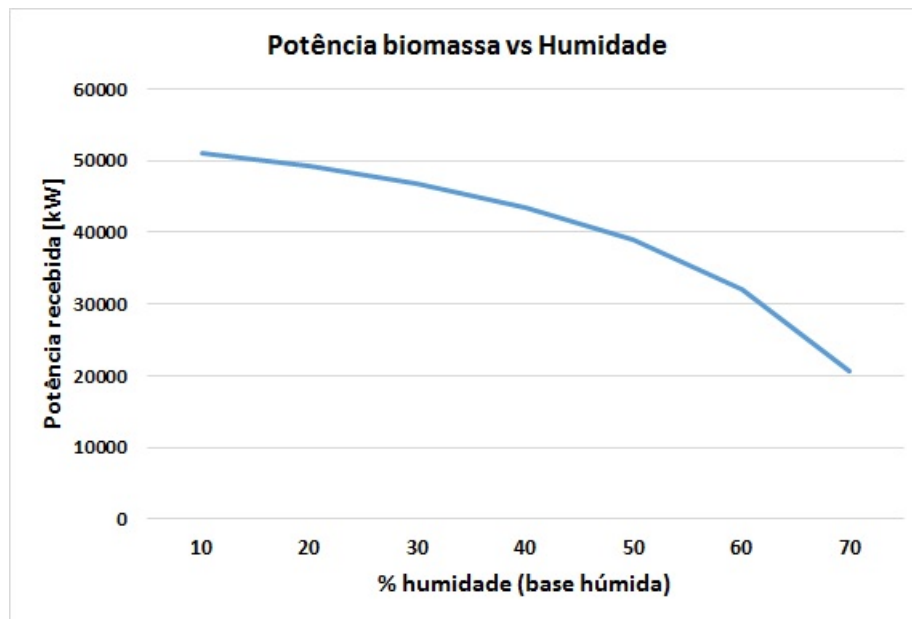


Figura 4.4: Relação entre a umidade e o poder calorífico da biomassa na CTB.

Uma ideia a implementar seria a redução da umidade da biomassa. A pergunta que surge é: como reduzir a umidade da biomassa sem ter que instalar potências térmicas de aquecimento? Uma ideia seria aproveitar o calor dos gases de combustão que são libertados da caldeira para o ambiente a uma temperatura de 150 °C. A parte mais difícil é como aproveitar esse calor, ou como implementar um sistema capaz de transferir o calor dos gases de combustão para a biomassa, fazendo reduzir a sua umidade. Uma solução seria criar um permutador de calor que opera a gases de combustão e biomassa. Os gases antes de saírem pela chaminé seriam desviados para o permutador de calor que também é atravessado pela biomassa antes de entrar na fornalha. A representação do esquema idealizado está na Figura 4.5.

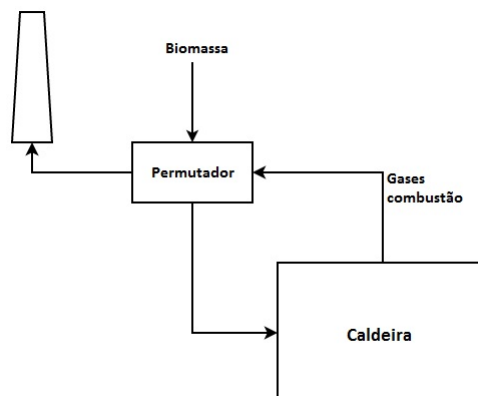


Figura 4.5: Esquema hipotético da caldeira com o permutador desumidificador da biomassa.

Com a redução de humidade da biomassa, é possível obter a mesma potência instalada na CTB para uma quantidade de biomassa inferior a quantidade teórica utilizada (5.7 kg/s).

Outra melhoria importante, está relacionada com a redução da destruição da exergia nos componentes da caldeira. Como a caldeira apresenta uma eficiência exergética bastante baixa, as medidas importantes a implementar seriam:

- Instalação ou melhoramento do isolamento térmico principalmente nos componentes onde a destruição da exergia são maiores como: a fornalha, os sobreaquecedores e o economizador;
- Otimizar as diferenças de temperaturas dos fluxos nos permutadores.

Capítulo 5

Conclusões e propostas para trabalhos futuros

5.1 Conclusões

No seguimento do trabalho desenvolvido, pode-se concluir que pela análise energética verificou-se que a caldeira apresenta perdas térmicas muito baixas, o que faz com que o valor da eficiência energética seja elevado, aproximadamente de 90 %, que praticamente coincide com o valor da eficiência energética fornecido pela Portucel. Logo, a CTB é uma caldeira que trabalha com um excelente desempenho energético. Pela análise da Segunda Lei da Termodinâmica o desempenho da CTB é influenciado pela presença de irreversibilidades e pela geração de entropia que é diretamente proporcional às grandezas dessas irreversibilidades. Por isso, o valor da eficiência consoante a Segunda Lei da Termodinâmica obtido foi de 32 %, valor muito baixo comparativamente ao obtido pela análise energética, pois nessa análise apenas são contabilizadas as perdas e os ganhos que ocorrem no sistema sob a forma de energia que entra e sai do volume de controlo.

A análise feita por partes permitiu identificar o comportamento de cada componente da caldeira. Verificou-se que a fornalha é o componente que apresenta a menor eficiência energética, uma eficiência exergética baixa e com a maior destruição da exergia. Quanto aos permutadores de calor, estes apresentam eficiências energéticas bastante altas, superior aos 90 %, mas a nível exergético os valores das eficiências baixam significativamente, com valores entre os 45 % a 76 %. Assim, torna-se mais fácil corrigir os pontos de maior destruição da exergia e melhorar a caldeira no sentido de não se desperdiçar o potencial de aproveitamento do trabalho mecânico existente.

Como se pode ver, quando se têm uma eficiência energética alta nem sempre significa que a caldeira possui um alto desempenho a nível termodinâmico. De um modo geral, o desempenho é máximo quando a destruição de exergia no processo é mínima. Dincer et al (2004) [30] afirmam que a exergia pode ser um conceito chave, uma vez que estabelece a ligação entre o mundo físico e de engenharia com o ambiente envolvente e expressa a verdadeira eficiência dos sistemas de engenharia, tornando útil para se encontrar as melhorias.

5.2 Propostas para trabalhos futuros

Os resultados deste trabalho mostram o estudo termodinâmico de um sistema real em funcionamento (Caldeira de biomassa), em que se analisou o seu desempenho. Como já se previa o sistema em estudo apresenta um fraco desempenho a nível exergético, o que significa que pode ser sujeito a vários estudos e investigações a fim de melhorar a sua performance exergética. Portanto, alguns estudos importantes se poderiam implementar na caldeira:

- Estudo termoeconómico dos resultados obtidos neste trabalho, para avaliar os custos;
- Um estudo do processo da combustão relacionado com a humidade presente na biomassa, visto que o processo de combustão é um dos principais causadores de ineficiência da caldeira em estudo;
- Estudo de técnicas de melhoria para reduzir as perdas de energias para o ambiente;
- Aproveitamento da energia térmica libertada através dos gases de combustão para fora da caldeira. Uma solução seria estudar a proposta apresentada no capítulo anterior, que consiste em criar um permutador que funcionasse com esses gases e promovesse a desumidificação da biomassa que alimenta a caldeira.

Bibliografia

- [1] M. Águas, “Análise Energética de Sistemas,” 1997.
- [2] J. C. A. dos Santos, “Análise Energética e Exergética de Plantas de Co-Geração,” Master’s thesis, Universidade Federal de Rio Grande do Sul, 2005.
- [3] APA, “Relatório do estado ambiente 2009.” Agência Portuguesa do Ambiente, Amadora, 2010.
- [4] “Defesa da floresta contra incêndios.” Direcção-Geral dos Recursos Florestais, 2008.
- [5] I. Dincer and M. A. Rosen, *EXERGY: Energy, Environment and Sustainable Development*. Elsevier, 2007.
- [6] “Notícias de Aveiro.” <http://www.noticiasdeaveiro.pt/pt/35425/aveiro-camara-acelera-plano-tendo-em-vista-a-ampliacao-da-portucel/>, Agosto de 2016.
- [7] V. Costa, “Apontamentos Termodinâmica Aplicada,” 2006.
- [8] T. Kotas, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Elsevier Science, 2013.
- [9] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *THERMODYNAMICS: an engineering Approach*. McGraw-Hill, 2011.
- [10] E. Sciubba and G. Wall, “A brief commented history of exergy from the beginnings to 2004,” *International Journal of Thermodynamics*, vol. 10, no. 1, pp. 1–26, 2007.
- [11] J. P. Cardoso, “Optimização Termoeconómica de uma Máquina de Absorção de Pequena Potência Alimentada a Energia Solar,” Master’s thesis, Universidade Técnica de Lisboa, 2008.
- [12] P. A. S. Ortiz and D. A. Flórez-Orrego, “EXERGIA Conceituação e Aplicação,” 2013.
- [13] L. C. Gonçalves and P. D. Gaspar, “Energia, Entropia, Exergia—Conceitos úteis e eficiências,” 2011.
- [14] M. R. Assari, H. B. TABRIZI, E. Najafpour, A. Ahmadi, and I. Jafari, “Exergy modeling and performance evaluation of pulp and paper production process of bagasse, a case study,” *Thermal Science*, vol. 18, no. 4, pp. 1399–1412, 2014.
- [15] S. C. Silva, E. F. Junior, and A. O. Sousa, “Conceitos Fundamentais da Propriedade Termodinâmica Exergia e Exemplos de Aplicação para Análise de Processos Reais,” *Enciclopédia Biosfera*, 2012.

-
- [16] J. C. F. Teixeira, “Energética Industrial,” 2003.
- [17] S. P. Rojas, “Análise Exergética, Termoeconômica e Ambiental de um Sistema de Geração de Energia. Estudo de Caso: Usina Termoelétrica UTE - Rio Madeira,” Master’s thesis, Universidade de Brasília, 2007.
- [18] J. Guallar and A. Valero, “Exergia y ambiente de referencia,”
- [19] C. Afonso, *Termodinâmica para Engenharia*. FEUP edições, 2012.
- [20] Y. V. Abreu, M. A. G. Oliveira, and S. Guerra, *Energia Sociedade e Meio Ambiente*. 2010.
- [21] M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, inc, 5th edition ed., 2006.
- [22] I. Dincer and Y. A. Cengel, “Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering,” *Entropy*, vol. 3, no. 3, pp. 116–149, 2001.
- [23] A. S. Andrade, “Máquina térmicas.” <http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT101-Aula03.pdf>, Agosto 2016.
- [24] “Executive digest.” <http://executivedigest.pt/2015/10/06/portucel-investe-120-milhoes-na-fabrica-de-cacia/>, Agosto de 2016.
- [25] R. Saidur, J. Ahamed, and H. Masjuki, “Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers,” *Energy Policy*, vol. 38, no. 5, pp. 2188–2197, 2010.
- [26] ANDRITZ, “Documentação Técnica da CTB.” Documento interno Portucel, 2008.
- [27] A. T. O. S. Silva, “Análise Termoinâmica de uma Central de Biomassa Lenhosa,” Master’s thesis, Universidade Nova de Lisboa, 2013.
- [28] G. Song, J. Xiao, H. Zhao, and L. Shen, “A unified correlation for estimating specific chemical exergy of solid and liquid fuels,” *Energy*, vol. 40, no. 1, pp. 164–173, 2012.
- [29] J. Szargut, *Exergy Method: Technical and Ecological Applications*. Developments in heat transfer, WIT Press, 2005.
- [30] I. Dincer, M. Hussain, and I. Al-Zaharnah, “Analysis of sectoral energy and exergy use of saudi arabia,” *International Journal of Energy Research*, vol. 28, no. 3, pp. 205–243, 2004.

Anexo I

Estes anexos só estão disponíveis para consulta através do CD-ROM.
Queira por favor dirigir-se ao balcão de atendimento da Biblioteca.

Serviços de Biblioteca, Informação Documental e Museologia
Universidade de Aveiro